



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
www.tul.cz



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

ADAPTIVNÍ MODEL HOŘENÍ HOMOGENNÍ SMĚSI VE VÁLCI ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Habilitační práce

Autor práce: Ing. Karel PÁV, Ph.D.

Liberec 2016

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat mým kolegům ze ŠKODA AUTO a.s., kteří mi umožnili provést četná měření, která jsou základem této práce. Velký dík patří Ing. Stanislavu Tomkovi, který je autorem elektronického zařízení pro časování elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu z válce motoru. Rovněž musím poděkovat i mé rodině a hlavně manželce za to, že mě celou dobu podporovali a umožnili tak vytvoření a sepsání této práce.

ABSTRAKT

Tato habilitační práce je zaměřena na experimentální výzkum vozidlového zážehového motoru spalujícího homogenní palivovou směs. Konkrétně se jedná o přímé měření obsahu zbytkových spalín ve válci motoru s využitím analýzy odebíraného vzorku náplně válce v průběhu kompresního zdvihu. Změřené hodnoty jsou pak porovnány s alternativními nepřímými výpočtovými postupy. Na vyšetřovaném motoru byla provedena termodynamická analýza indikovaného tlaku v širokém rozsahu provozních režimů motoru. Ze zjištěných údajů byl s využitím regresní analýzy sestaven empirický adaptivní model pro popis průtahu zážehu a průběhu vyhořívání palivové směsi ve válci motoru. Adaptabilita navrženého modelu hoření spočívá v tom, že model dokáže adekvátně reagovat na změny provozního režimu motoru, aniž by musely být upravovány parametry výpočtu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zážehový spalovací motor, zbytkové plyny, blow-by plyny, průtah zážehu, průběh hoření, adaptivní model hoření.

ABSTRACT

This habilitation thesis is aimed at experimental research of the vehicle spark-ignition engine with homogenous fuel-air mixture. It includes direct measurement of residual gas content in the engine cylinder by means of gas sampling during the compression stroke with its further analysis. The measured values are being compared with alternative indirect techniques. The investigated engine had undergone thermodynamic analysis of cylinder pressure data within a wide range of operational engine conditions. The empirical adaptive model for ignition delay and in-cylinder combustion process has been built based on the calculated data and by using regression analysis. The adaptability of the proposed combustion model consists in its appropriate response to the changes of operational engine conditions without need for the model readjustment.

KEYWORDS

SI engine, residual gas, blowby gas, ignition delay, burning rate, adaptive combustion model.

OBSAH

Použité symboly a označení.....	III
Použité zkratky	XI
Úvod	1
Cíle habilitační práce	3
1. Základní pojmy.....	4
1.1 Definice součinitele zbytkových spalín.....	4
1.2 Definice součinitele přebytku vzduchu	6
1.3 Definice procesu hoření	8
1.4 Definice průtahu zážehu.....	10
2. Současný stav	11
2.1 Určení součinitele zbytkových spalín.....	11
2.1.1 Přímé měření obsahu zbytkových spalín.....	12
2.1.2 Nepřímé měření obsahu zbytkových spalín	18
2.1.3 Výpočtový odhad součinitele zbytkových spalín.....	21
2.1.4 Empirický výpočet součinitele zbytkových spalín.....	25
2.1.5 Výpočtová simulace oběhu s výměnou náplně válce.....	27
2.2 Modelování průběhu hoření v zážehovém motoru.....	28
2.2.1 Empirické modely	29
2.2.2 Fenomenologické modely	33
2.2.3 3-D simulace s využitím výpočtového CFD aparátu	36
3. Zkušební motor a zařízení pro odběr vzorku plynu	37
3.1 Popis testovaného motoru	37
3.2 Úprava motoru pro indikaci tlaku	38
3.3 Úprava motoru pro vnější recirkulaci výfukových plynů	40
3.4 Úprava odvětrání klikové skříně motoru.....	41
3.5 Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu	42
3.5.1 Elektromagnetický ventil pro odběr vzorku plynu.....	43
3.5.2 Řízení elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu	45
4. Uspořádání měřicího stanoviště	49
5. Výpočtové vztahy pro analýzu vzorku plynu.....	51
5.1 Složení vlhkého vzduchu	52
5.2 Složení vlhkých spalín	53
5.3 Posouzení relevance kondenzace palivových par	55
5.4 Složení homogenní palivové směsi	59
5.5 Určení podílu zbytkových spalín.....	60
5.6 Určení podílu spalín v blow-by plynech	62

6. Přímé měření obsahu zbytkových spalín.....	64
6.1 Úplná charakteristika motoru	66
6.2 Vliv tlaku ve výfukovém potrubí	68
6.3 Plné zatížení motoru.....	69
6.4 Vliv regulačních parametrů.....	70
7. Alternativní určení obsahu zbytkových spalín	72
7.1 Nepřímé měření obsahu zbytkových spalín	72
7.2 Výpočtový odhad součinitele zbytkových spalín.....	76
7.3 Empirický výpočet součinitele zbytkových spalín.....	82
7.4 Výpočtová simulace oběhu s výměnou náplně válce	83
7.5 Zhodnocení jednotlivých přístupů.....	84
8. Analýza průběhu hoření	86
8.1 Určení průtahu zážehu.....	86
8.2 Určení jednotkové rychlosti hoření	87
8.3 Určení stavu náplně válce	89
9. Plán experimentu.....	90
9.1 Zhodnocení dílčích vlivů na průběh hoření.....	90
9.2 Kombinace parametrů při experimentu	91
10. Empirický model hoření	93
10.1 Matematický popis průtahu zážehu	93
10.2 Matematický popis průběhu hoření.....	95
10.2.1 Vířeho zákon hoření v diferenciálním tvaru.....	95
10.2.2 Adaptivní model hoření.....	96
10.3 Validace navržených empirických vztahů.....	100
10.4 Použitelnost navrženého modelu hoření	105
10.4.1 Vliv víření typu Swirl na průběh hoření.....	106
10.4.2 Vliv víření typu Tumble na průběh hoření.....	108
10.4.3 Vliv topologie spalovacího prostoru	110
10.4.4 Vliv druhu použitého paliva na průběh hoření.....	111
10.4.5 Shrnutí provedených analýz.....	113
11. Závěr	114
11.1 Určení součinitele zbytkových spalín.....	114
11.2 Popis hlavních fází procesu hoření.....	115
12. Využití výsledků habilitační práce.....	116
Použitá literatura.....	117
Seznam příloh	123

POUŽITÉ SYMBOLY A OZNAČENÍ

a	konstanta [-]
A	koeficient úměrnosti
A_h	kalibrační konstanta [-]
A_p	kalibrační konstanta [-]
A_z	kalibrační konstanta [-]
b	konstanta [-]
c	konstanta [-] počet atomů uhlíku v molekule uhlovodíkového paliva [-]
C	konstanta [-]
d	konstanta [-]
d_{sac}	vnitřní průměr sedla sacího ventilu [m]
d_{vyf}	vnitřní průměr sedla výfukového ventilu [m]
D_{ekv}	ekvivalentní průměr otvoru trysky [m]
e_1	konstanta [-]
e_2	konstanta [-]
f	konstanta [-]
g	konstanta [-]
h	konstanta [-] měrná entalpie [J/kg] počet atomů vodíku v molekule uhlovodíkového paliva [-] zdvih ventilu [m]
h_{sac}	zdvih sacího ventilu [m]
h_{sm}	měrná entalpie směsi [J/kg]
h_{vyf}	zdvih výfukového ventilu [m]
H_u	dolní výhřevnost paliva [J/kg]
i	počet válců motoru [-]
i_{sac}	počet sacích ventilů na jeden válec [-]
i_{vyf}	počet výfukových ventilů na jeden válec [-]
k	měrná turbulentní kinetická energie [J/kg] poměr objemových podílů H_2O/CO_2 ve spalínách [-] směrnice přímky [$1/^\circ KH^2$]
K_p^I	rovnovážná konstanta [Pa]
K_p^{III}	rovnovážná konstanta [-]

l_I	integrální délkové měřítko [m]
l_T	turbulentní (Taylorovo) délkové měřítko [m]
L_{vt}	stechiometrické množství suchého vzduchu [kg/kg]
L_{vvt}	stechiometrické množství vlhkého vzduchu [kg/kg]
m	hmotnost [kg] Vibeho parametr hoření [-]
\dot{m}	hmotnostní průtok [kg/s]
$m_{BB\ spal}^v$	hmotnost spalín ve válci motoru pocházejících z blow-by plynů [kg]
$m_{EGR\ spal}^v$	hmotnost spalín ve válci pocházejících z recirkulace výfukových plynů [kg]
\dot{m}_{pal}	hmotnostní průtok paliva [kg/s]
m_{pal-h}	hmotnost shořelého paliva [kg]
\dot{m}_{palref}	referenční hmotnostní průtok paliva [kg/s]
m_{pal}^{sm}	hmotnost paliva ve směsi [kg]
m_{pal}^v	hmotnost paliva ve válci motoru [kg]
$m_{pa\dot{\phi}_{h0}}^v$	hmotnost paliva ve válci motoru před začátkem hoření [kg]
m_{ref}	referenční Vibeho parametr hoření [-]
m_{sac}	hmotnost plynu prošlého přes sací ventily [kg]
m_{sm}^v	hmotnost směsi ve válci motoru [kg]
m_{spal}^v	hmotnost spalín ve válci motoru [kg]
m_{spal-h}	hmotnost spalín z hoření [kg]
m_{svzd}^{sm}	hmotnost suchého vzduchu ve směsi [kg]
m_t	hmotnost plynu prošlého tryskou [kg/cykl]
\dot{m}_t	hmotnostní průtok tryskou [kg/s]
m_v	hmotnost náplně válce [kg]
m_{vSO}	hmotnost náplně válce v okamžiku otevření sacích ventilů [kg]
m_{vyf}	hmotnost plynu prošlého přes výfukové ventily [kg]
\dot{m}_{vyf}	hmotnostní průtok výfukových plynů [kg/s]
\dot{m}_{vzd}	hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]
m_{vzd}^v	hmotnost vzduchu ve válci motoru [kg]
$m_{zóna-hoř}$	hmotnost plynu v zóně hoření [kg]
$m_{zóna-sm}$	hmotnost plynu v zóně nespálené směsi [kg]

$m_{zóna-spal}$	hmotnost plynu v zóně spalín [kg]
$m_{zb.spal}^v$	hmotnost zbytkových spalín ve válci motoru [kg]
M_{H_2O}	molární hmotnost vodních par [kg/kmol]
M_{pal}	molární hmotnost paliva [kg/kmol]
M_{sm}	molární hmotnost směsi [kg/kmol]
M_{spal}	molární hmotnost spalín [kg/kmol]
M_{svzd}	molární hmotnost suchého vzduchu [kg/kmol]
M_{vzd}	molární hmotnost vlhkého vzduchu [kg/kmol]
n	otáčky motoru [1/s] počet měřených bodů [-] polytropický exponent [-]
n_{ref}	referenční otáčky motoru [1/s]
N_{sm}	látkové množství směsi [kmol]
N_{spal}	látkové množství spalín [kmol]
OF	Overlap Factor [°KH/m]
p	tlak [Pa]
p^*	tlak v kondenzátoru [Pa]
p_{atm}	atmosférický tlak vzduchu [Pa]
p_e	střední efektivní tlak motoru [Pa]
p_{H_2O}	parciální tlak vodních par ve vzduchu [Pa]
$p_{istř}$	střední indikovaný tlak oběhu [Pa]
$p_{istř-VT}$	střední indikovaný tlak vysokotlaké části oběhu [Pa]
p_m	změřený tlak [Pa]
p_{ref}	referenční tlak [Pa]
p_{sac}	tlak v sacím potrubí [Pa]
p_v	tlak ve válci motoru [Pa]
p_{vSZ}	tlak ve válci motoru v okamžiku zavření sacích ventilů [Pa]
p_{vVO}	tlak ve válci motoru v okamžiku otevření výfukových ventilů [Pa]
p_{vVZ}	tlak ve válci motoru v okamžiku zavření výfukových ventilů [Pa]
p_{vyf}	tlak ve výfukovém potrubí [Pa]
p_{vz}	tlak ve válci motoru v okamžiku zážehu [Pa]
$p_{v-60°KH}$	tlak ve válci motoru při úhlu $\varphi = -60°KH$ [Pa]

$p_{v-60^\circ KH ref}$	referenční tlak ve válci motoru při úhlu $\varphi = -60^\circ KH$ [Pa]
$p_{v360^\circ KH}$	tlak ve válci motoru při úhlu $\varphi = 360^\circ KH$ [Pa]
q_h	jednotková rychlost uvolňování tepla hořením [$1/^\circ KH$]
Q_h	celkové teplo uvolněné hořením [J]
Q_t	objemový průtok tryskou [m^3/s]
r	plynová konstanta [J/kgK]
r_{sm}	plynová konstanta směsi [J/kgK]
r_{spal}	plynová konstanta spalín [J/kgK]
R^2	koeficient determinace [-]
S_{pl}	plocha fronty plamene [m^2]
S_{sac}	efektivní průtočná plocha sacích ventilů [m^2]
S_t	teoretická plocha otevření ventilu [m^2]
S_{vyf}	efektivní průtočná plocha výfukových ventilů [m^2]
t	čas [s]
t^*	teplota v kondenzátoru [$^\circ C$]
t_{vyf}	teplota výfukových plynů [$^\circ C$]
t_z	čas od okamžiku zážehu [s]
T	teplota [K]
T_o	teplota okolí [K]
T_{ref}	referenční teplota [K]
T_{sac}	teplota vzduchu v sacím potrubí [K]
T_{sm}	teplota směsi [K]
T_v	střední teplota náplně válce [K]
T_{vyf}	teplota výfukových plynů [K]
T_{vz}	teplota náplně válce v okamžiku zážehu [K]
$T_{v-60^\circ KH}$	teplota náplně válce při úhlu $\varphi = -60^\circ KH$ [K]
$T_{v-60^\circ KH ref}$	referenční teplota náplně válce při úhlu $\varphi = -60^\circ KH$ [K]
$T_{v360^\circ KH}$	teplota náplně válce při úhlu $\varphi = 360^\circ KH$ [K]
$T_{zóna-sm}$	teplota v zóně nespálené směsi [K]
$T_{zóna-spal}$	teplota v zóně spalín [K]
u'	střední kvadratická rychlost fluktuací turbulentního prostředí [m/s]
u_{plL}	rychlost postupu laminárního plamene [m/s]

u_{pLref}	referenční rychlost postupu laminárního plamene [m/s]
u_{pIT}	rychlost postupu turbulentního plamene [m/s]
U_{ign}	řídící napětí pro vysokonapěťový zapalovací modul [V]
U_{ventil}	řídící napětí pro odběrný ventil [V]
\dot{V}_{BB}	objemový průtok blow-by plynů [m ³ /s]
$\dot{V}_{CO_2}^{BB}$	objemový průtok CO ₂ v blow-by plynech [m ³ /s]
$V_{CO_2}^{sm}$	objem CO ₂ ve směsi [m ³]
$V_{CO_2}^v$	objem CO ₂ ve válci [m ³]
$\dot{V}_{H_2O}^{BB}$	objemový průtok vodních par v blow-by plynech [m ³ /s]
$V_{H_2O}^{sm}$	objem vodních par ve směsi [m ³]
$V_{H_2O}^v$	objem vodních par ve válci [m ³]
$\dot{V}_{O_2}^{BB}$	objemový průtok O ₂ v blow-by plynech [m ³ /s]
\dot{V}_{pal}^{BB}	objemový průtok palivových par v blow-by plynech [m ³ /s]
V_{pal}^{sm}	objem palivových par ve směsi [m ³]
\dot{V}_{sm}^{BB}	objemový průtok směsi v blow-by plynech [m ³ /s]
V_{sm}^v	objem směsi ve válci [m ³]
\dot{V}_{spal}^{BB}	objemový průtok spalín v blow-by plynech [m ³ /s]
V_{spal}^v	objem spalín ve válci [m ³]
V_{svzd}^{sm}	objem suchého vzduchu ve směsi [m ³]
V_v	okamžitý objem válce [m ³]
V_{vSO}	objem válce v okamžiku otevření sacích ventilů [m ³]
V_{vSZ}	objem válce v okamžiku zavření sacích ventilů [m ³]
V_{vVO}	objem válce v okamžiku otevření výfukových ventilů [m ³]
V_{vVZ}	objem válce v okamžiku zavření výfukových ventilů [m ³]
\dot{V}_{vzd}^{BB}	objemový průtok vzduchu v blow-by plynech [m ³ /s]
$\dot{V}_{vzd ref}$	referenční objemový průtok vzduchu [m ³ /s]
$V_{v360°KH}$	objem válce při úhlu $\varphi = 360^\circ KH$ [m ³]
V_{z1}	zdvihový objem válcové jednotky [m ³]
w_h	jednotková rychlost hoření [1/°KH]
w_{hMAX}	maximální dosažená jednotková rychlost hoření [1/°KH]
x_{approx}	obecná aproximovaná veličina

x_h	jednotkový integrální zákon hoření (podíl vyhořelého paliva) [-]
$x_{měř}$	obecná měřená veličina
y_{CO}^*	objemový podíl CO v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
y_{CO_2}	objemový podíl CO ₂ [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^*$	objemový podíl CO ₂ v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{BB}$	objemový podíl CO ₂ v blow-by plynech [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{BB*}$	objemový podíl CO ₂ v blow-by plynech v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{sm}$	objemový podíl CO ₂ ve směsi [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{spal}$	objemový podíl CO ₂ ve spalinách [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{spal*}$	objemový podíl CO ₂ ve spalinách v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{svzd}$	objemový podíl CO ₂ v suchém vzduchu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^v$	objemový podíl CO ₂ ve válci [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{v*}$	objemový podíl CO ₂ ve válci v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{vzd}$	objemový podíl CO ₂ ve vlhkém vzduchu [m^3/m^3]
$y_{CO_2}^{vzd*}$	objemový podíl CO ₂ ve vzduchu v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^*$	objemový podíl vodních par v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^{BB}$	objemový podíl vodních par v blow-by plynech [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^{sm}$	objemový podíl vodních par ve směsi [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^{spal}$	objemový podíl vodních par ve spalinách [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^v$	objemový podíl vodních par ve válci [m^3/m^3]
$y_{H_2O}^{vzd}$	objemový podíl vodních par ve vlhkém vzduchu [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{BB}$	objemový podíl O ₂ v blow-by plynech [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{BB*}$	objemový podíl O ₂ v blow-by plynech v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{spal}$	objemový podíl O ₂ ve spalinách [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{spal*}$	objemový podíl O ₂ ve spalinách v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{svzd}$	objemový podíl O ₂ v suchém vzduchu [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{vzd}$	objemový podíl O ₂ ve vlhkém vzduchu [m^3/m^3]
$y_{O_2}^{vzd*}$	objemový podíl O ₂ ve vzduchu v suchém vzorku plynu [m^3/m^3]
y_{pal}^{BB}	objemový podíl palivových par v blow-by plynech [m^3/m^3]
y_{sm}^{BB}	objemový podíl směsi v blow-by plynech [m^3/m^3]

y_{sm}^v	objemový podíl směsi ve válci [m^3/m^3]
y_{spal}^{BB}	objemový podíl spalín v blow-by plynech [m^3/m^3]
y_{spal}^v	objemový podíl spalín ve válci [m^3/m^3]
y_{vzd}^{BB}	objemový podíl vzduchu v blow-by plynech [m^3/m^3]
α_z	úhel předstihu zážehu před HÚ [$^{\circ}KH$]
β	součinitel molekulární změny [-]
ε	kompresní poměr [-]
ε_v	okamžitý kompresní poměr [-]
ε_{TL}	poměr mezi rychlostí turbulentního a laminárního plamene [-]
$\Delta m_{spal-\Delta p}$	příspěvek hmotnosti spalín od rozdílu tlaků mezi výfukem a sáním [kg]
$\Delta m_{spal-\Delta V}$	příspěvek hmotnosti spalín od změny objemu válce [kg]
Δp	tlakový spád [Pa]
Δp_{ks}	podtlak v klikové skříni motoru [Pa]
Δp_m	offsetová korekce změřeného tlaku [Pa]
Δp_{sac}	podtlak v sacím potrubí [Pa]
$\Delta \varphi_h$	úhlová délka hoření [$^{\circ}KH$]
$\Delta \varphi_{href}$	referenční úhlová délka hoření [$^{\circ}KH$]
$\Delta \varphi_{h1-95\%}$	úhlová délka hoření mezi 1 a 95% vyhoření paliva [$^{\circ}KH$]
$\Delta \varphi_{h5-90\%}$	úhlová délka hoření mezi 5 a 90% vyhoření paliva [$^{\circ}KH$]
$\Delta \varphi_p$	průtah zážehu [$^{\circ}KH$]
$\Delta \varphi_{pref}$	referenční průtah zážehu [$^{\circ}KH$]
$\eta_{hoř}$	chemická účinnost hoření [-]
$\eta_{hořTz}$	chemická účinnost hoření při teplotě zamrzání reakcí [-]
η_{pl}	plnicí účinnost motoru [-]
φ	úhel natočení klikového hřídele [$^{\circ}KH$]
φ_{h0}	úhel počátku hoření [$^{\circ}KH$]
$\varphi_{h1\%}$	úhel při vyhoření 1% paliva [$^{\circ}KH$]
$\varphi_{h5\%}$	úhel při vyhoření 5% paliva [$^{\circ}KH$]
$\varphi_{h10\%}$	úhel při vyhoření 10% paliva [$^{\circ}KH$]
$\varphi_{h50\%}$	úhel při vyhoření 50% paliva [$^{\circ}KH$]
φ_{SO}	úhel v okamžiku otevření sacích ventilů [$^{\circ}KH$]
φ_{VO}	úhel v okamžiku otevření výfukových ventilů [$^{\circ}KH$]

φ_{VZ}	úhel v okamžiku zavření výfukových ventilů [$^{\circ}\text{KH}$]
φ_z	úhel v okamžiku zážehu směsi [$^{\circ}\text{KH}$]
φ_{zref}	referenční úhel v okamžiku zážehu směsi [$^{\circ}\text{KH}$]
ϑ_{spal}	součinitel celkového množství spalin [kg/kg]
$\vartheta_{spalref}$	referenční součinitel celkového množství spalin [kg/kg]
$\vartheta_{spal\lambda=1}$	součinitel celkového množství stechiometrických spalin [kg/kg]
$\vartheta_{zb.spal}$	součinitel množství zbytkových spalin [kg/kg]
κ	Poissonova konstanta [-]
λ	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách [-]
λ_{BB}	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách při vedení blow-by plynů do sání [-]
λ_{ref}	referenční součinitel přebytku vzduchu ve spalinách [-]
λ_{sm}	součinitel přebytku vzduchu v nespálené směsi [-]
λ_{1-3}	úhrnný součinitel přebytku vzduchu ve spalinách z válců 1 až 3 [-]
μ	průtokový součinitel [-]
μ_{sac}	průtokový součinitel sacích ventilů [-]
μ_{vyf}	průtokový součinitel výfukových ventilů [-]
ν	kinematická viskozita [m^2/s]
π_{pal}	podíl paliva připadajícího na jeden válec [-]
ρ	hustota [kg/m^3]
ρ_{pal}	hustota palivových par [kg/m^3]
ρ_{vVO}	hustota ve válci motoru v okamžiku otevření výfukových ventilů [kg/m^3]
ρ_{vVZ}	hustota ve válci motoru v okamžiku zavření výfukových ventilů [kg/m^3]
ρ_{vd}	hustota vzduchu [kg/m^3]
$\rho_{zóna-sm}$	hustota v zóně směsi [kg/m^3]
σ_{sm}	hmotnostní podíl směsi [kg/kg]
σ_{smk}	hmotnostní podíl směsi na konci hoření [kg/kg]
σ_{spal-h}	hmotnostní podíl spalin z hoření [kg/kg]
σ_{spal}^v	hmotnostní podíl spalin ve válci motoru [kg/kg]
σ_{spal}^{vyf}	hmotnostní podíl spalin ve výfukových plynech [kg/kg]
τ	charakteristická doba hoření [s]
τ_{φ_z}	charakteristická doba hoření v okamžiku zážehu [s]

POUŽITÉ ZKRATKY

CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CLD	Chemiluminescent Detector
CNG	Compressed Natural Gas
DoE	Design of Experiment
DÚ	dolní úvrat'
EGR	Exhaust Gas Recirculation
ETK	Emulatortastkopf
FID	Flame Ionization Detector
FTIR	Fourier Transform Infra-Red
GCA	Gas Exchange and Combustion Analysis
HC	Hydrocarbons
HÚ	horní úvrat'
KH	klikový hřídel
LIF	Laser-Induced Fluorescence
MPA	Magneto-Pneumatic Analyzer
NDIR	Non-Dispersive Infra-Red
PWM	Pulse Width Modulated
RMSE	Root Mean Square Error
SO	sání otvírá
SZ	sání zavírá
THC	Total Hydrocarbons
TTL	Transistor-Transistor Logic
VO	výfuk otvírá
VZ	výfuk zavírá
0-D	bezrozměrný (objemový)
1-D	jednorozměrný (délkový)
3-D	třírozměrný (prostorový)

ÚVOD

V dnešní době se může zdát, že pro osobní vozidla jsou nejperspektivnějším pohonem elektromotory. Tato alternativa k tradičním pístovým spalovacím motorům však naráží na obtíže spojené především s ukládáním elektrické energie. Jako rozumný kompromis řešící dojezdovou vzdálenost, flexibilitu a pořizovací cenu se jeví kombinace spalovacího motoru s elektromotorem, tzv. hybridní pohon. Přestože přeplňované motory dnes zaujímají přední místo na trhu a těší se značné oblibě, zvláště pro jejich vyšší účinnost a měrný výkon, největší výhodou malých nepřepřlňovaných zážehových motorů je jejich cena. V budoucnu lze tedy očekávat masovější hybridizaci pohonu osobních automobilů spojením elektromotoru a malého nepřepřlňovaného zážehového motoru. Z těchto důvodů je problematika a snaha o neustálé zdokonalování vozidlových pístových spalovacích motorů stále aktuální.

Při vývoji a zdokonalování pístových spalovacích motorů je dnes nezbytné využívat všechny dostupné moderní prostředky pro dosažení žádaných výkonových parametrů při zajištění minimálních škodlivých emisí ve výfukových plynech. Zvyšování účinnosti moderních spalovacích motorů je stále obtížnější, neboť se již přibližují svému teoretickému maximu. Často protichůdné vlivy s minimálními přínosy není možné posuzovat pouze na základě měření, protože případné chyby měření bývají často větší, než je příspěvek vlastního opatření na motoru. Sledované změny je tedy nutné posuzovat s využitím vzájemné kombinace výpočtů a měření. I čistě experimentální výzkum musí probíhat v součinnosti s výpočtovým aparátem.

Výzkum, měření a vyhodnocování pracovních pochodů v pístových spalovacích motorech jsou dnes na vysoké úrovni. Vývoj měřících metod jde velmi rychle dopředu, zvláště pak v zahraničí, konkrétně v sousedním Německu, kde je velké množství vysokých škol a institucí zabývajících se problematikou spalovacích motorů. V současné době je na trhu k dispozici velké množství sofistikované měřicí a výpočetní (simulační) techniky, která je nabízena specializovanými firmami. Ne vždy je však nasazení takového aparátu snadné a efektivní vzhledem k pořizovací ceně a vynaloženému času na přípravu měření či určení okrajových podmínek pro výpočty.

Dnes již ke standardnímu vybavení každé laboratoře patří systém pro vysokotlakou indikaci motoru, nicméně celá řada parametrů je stále obtížně zjistitelná. Mezi takovéto parametry patří například teplota náplně válce v průběhu pracovního cyklu motoru nebo množství zbytkových plynů, resp. zbytkových spalín pocházejících z předchozího cyklu, jejichž množství hraje velice důležitou roli při termodynamické analýze spalovacího procesu. Množství zbytkových spalín ovlivňuje vedle látkových vlastností náplně válce především celkové hmotnostní naplnění válce, což je jeden z hlavních parametrů při výpočtu teploty náplně válce. Správnost určení teploty v průběhu pracovního cyklu motoru ovlivňuje i související počítané veličiny, jakými jsou

například tepelný tok stěnami spalovacího prostoru nebo výpočtová simulace tvořících se emisí NO_x . Přesné určení hmotnosti a složení náplně válce je tedy zásadní z hlediska dalších analýz spalovacího procesu motoru.

Při simulačních výpočtech pístových spalovacích motorů je nutné modelovat i vlastní spalovací proces. V dnešní době se s využitím počítačové techniky nabízí celá řada přístupů od jednoduchého integrálního popisu hoření k fenomenologickým modelům zohledňujícím geometrii spalovacího prostoru, pohyby náplně válce a chemickou kinetiku. Při optimalizaci spalovacího motoru se běžně provádí výpočty s cílem zjištění tendenčního chování systému při změnách sledovaného parametru. Tyto výpočty si zpravidla nekladou za cíl zjištění přesných absolutních hodnot sledovaných veličin, takže ne vždy je nutné používat velice detailní modely hoření, ale postačuje mít k dispozici model, který s dostatečnou přesností sleduje základní veličiny ovlivňující proces hoření. Takovýto model by měl být snadno parametrizovatelný, aby se při běžných simulačních výpočtech nevynakládalo neúměrně velké úsilí na jeho kalibraci. I v jednodušších modelech popisujících hoření patří mezi vstupní veličiny složení náplně válce a zvláště pak množství zbytkových spalín, které významným způsobem ovlivňuje předplamenné reakce i následný průběh hoření. Aby bylo možné takový model na základě experimentu vytvořit, je nutné co možná nejpřesněji určit hodnoty vstupních veličin. Experimentální určení množství zbytkových spalín přímým měřením je značně náročné. Vlastní spalovací motor musí být mechanicky upraven pro odběr vzorku plynu přímo ze spalovacího prostoru. Časování odběru musí být elektronicky řízeno a vzorek plynu pak musí být odpovídajícím způsobem analyzován. Tento relativně náročný způsob určování součinitele zbytkových spalín lze však označit za exaktní. Zjištěná hodnota pak může sloužit jako reference pro alternativní jednodušší způsoby určování této veličiny.

CÍLE HABILITAČNÍ PRÁCE

Obsah této práce je zaměřen na experimentální výzkum zážehového spalovacího motoru spalujícího homogenní palivovou směs. Pro experimenty je využit čtyřdobý spalovací motor s čtyřventilovou technikou, která je v dnešní době standardem pro automobilové pístové spalovací motory. Základním vstupem pro každou termodynamickou analýzu pracovního oběhu je vysokotlaká indikace tlaku ve válci motoru. Ke korektnímu provedení takové analýzy je nezbytnou podmínkou znalost složení náplně válce, tedy množství čerstvé směsi a množství zbytkových spalín z předchozího pracovního cyklu motoru. U motorů bez proplachování spalovacího prostoru nečiní měření množství nasátého vzduchu, resp. směsi větší obtíže, určení množství zbytkových spalín je mnohem problematičtější. Proto je v první části práce zaměřena pozornost na metody určování množství zbytkových spalín ve válci motoru z předchozího pracovního cyklu. Za referenční jsou považovány hodnoty získané přímým měřením, založeným na analýze odebíraného vzorku plynu přímo ze spalovacího prostoru motoru. Znalost hodnoty součinitele zbytkových spalín umožňuje správné určení termodynamických vlastností náplně válce a následný korektní výpočet teploty náplně válce v průběhu pracovního cyklu motoru. Termodynamická analýza změřeného průběhu tlaku pak může být provedena bez pochybností o správnosti výpočtu vlivem neznámé hmotnosti náplně válce. Znalost exaktního složení náplně válce je v této práci dále využita k vytvoření adaptivního popisu průběhu hoření ve válci zážehového motoru. Cílem této práce bylo nalezení takového výpočtového modelu, který by byl relativně jednoduchý, snadno aplikovatelný a přitom respektoval všechny relevantní vlivy na průběh hoření.

Jednotlivé dílčí cíle této práce lze uspořádat do následujících pěti bodů:

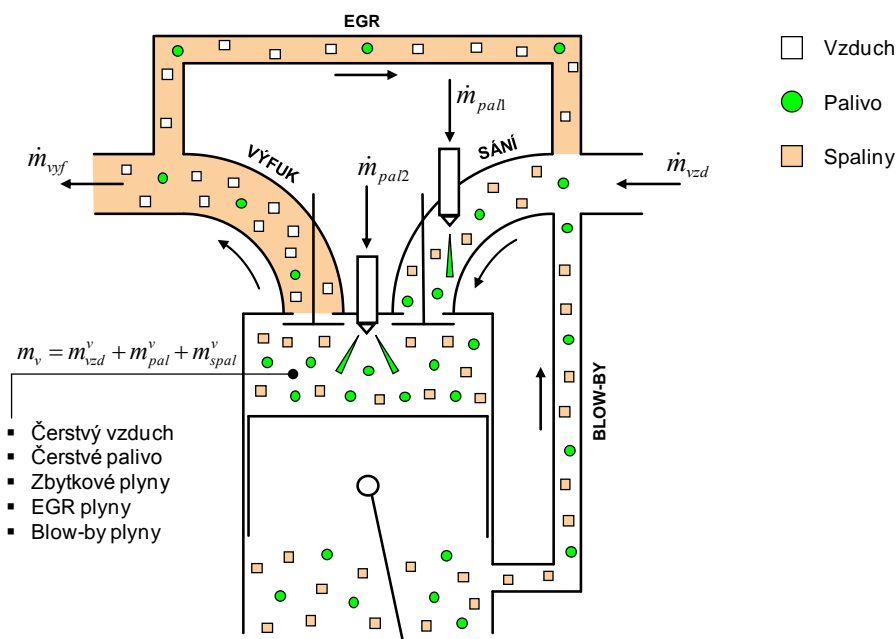
1. Úprava zážehového pístového spalovacího motoru pro odběr vzorku plynu přímo ze spalovacího prostoru.
2. Vytvoření matematického aparátu pro analýzu odebíraného vzorku plynu s cílem určit množství zbytkových spalín ve válci motoru.
3. Posouzení relevance alternativních přístupů pro určení součinitele zbytkových spalín.
4. Vytvoření snadno použitelných empirických modelů popisujících průtah zážehu a vlastní průběh hoření ve spalovacím prostoru zážehového motoru.
5. Ověření navrženého empirického adaptivního modelu hoření pro různá provedení motoru.

1. ZÁKLADNÍ POJMY

Jedním z cílů této práce je určení součinitele zbytkových spalín ve válci motoru. Pro pochopení všech souvislostí a především z důvodu vyvarování se špatné interpretace prezentovaných výsledků je nezbytné již na začátku objasnit tento pojem a zhodnotit případné komplikace spojené s definicí tohoto parametru. Hlavním cílem této práce je pak vytvoření modelu popisujícího proces iniciace otevřeného plamene a vlastní proces hoření ve válci zážehového spalovacího motoru. I zde je potřeba jednoznačně specifikovat pojmy a veličiny tak, aby nedošlo k nesprávné interpretaci a chybnému použití navržených vztahů.

1.1 Definice součinitele zbytkových spalín

Základními složkami náplně válce pístových spalovacích motorů jsou vzduch, palivo, resp. palivové páry a spaliny. Při posuzování složení náplně válce je nutné si uvědomit všechny jejich možné zdroje. Schematické znázornění jednotlivých složek pracovní látky ve válci motoru a v jeho periferiích je uvedeno na *Obr.1.1*.



Obr.1.1 – Schematické znázornění toků jednotlivých složek pracovní látky vyskytujících se ve válci motoru, v sacím a výfukovém traktu.

Součinitel zbytkových plynů, přesněji řečeno součinitel zbytkových spalín popisuje kvalitativní složení náplně válce před začátkem procesu hoření a je většinou definován jako hmotnostní poměr zbylých spalín ve válci motoru k celkovému hmotnostnímu naplnění válce po ukončení procesu vstřikování paliva. Lze se setkat i s jinými definicemi, kde se jedná o molární podíly zmiňovaných složek [35] nebo o hmotnostní podíl spalín vůči směsi nacházející se ve válci motoru [8]. U vznětových

motorů se někdy vychází z podílu zbytkových spalín a vzduchu bez paliva [71]. S těmito alternativními tvary však zde nebude počítáno. V této práci je součinitel zbytkových spalín definován jako poměr hmotnosti spalín ve válci motoru před počátkem hoření ku celkové hmotnosti náplně válce včetně paliva a je na něj nahlíženo jako na integrální veličinu, takže se ve válci motoru předpokládá homogenní, dokonale promísená směs. Nejedná se o lokální popis složení náplně válce.

Z výše uvedené definice se může zdát, že součinitel zbytkových spalín je jednoznačně definován. Ve skutečnosti však existuje více možností, jak nahlížet na množství spalín. Spaliny obsažené ve válci motoru po uzavření sacích ventilů mohou pocházet z různých zdrojů, jak je patrné ze schématu na *Obr.1.1*. V první řadě se samozřejmě jedná o zbylé produkty hoření pocházející z předchozího pracovního cyklu motoru vlivem nedokonalého výplachu spalovacího prostoru. Dále to mohou být spaliny úmyslně vracené do sacího traktu motoru, tzv. recirkulace výfukových plynů (EGR), nebo spaliny pocházející ze zpětného vedení odvětrávaných plynů z klikové skříně motoru (tzv. blow-by plynů) do sacího traktu. Spaliny obsažené v blow-by plynech, které dosahují jen malých průtočných množství, se ale na výsledném podílu spalín ve válci podílejí nevýznamně. Celkové množství spalín ve válci motoru před počátkem hoření lze tedy zapsat vztahem

$$m_{spal}^v = m_{zb.spal}^v + m_{EGR spal}^v + m_{BB spal}^v \quad (1.1)$$

Z uvedeného je patrné, že přestože hovoříme o součiniteli zbytkových spalín, tento součinitel nemusí zahrnovat pouze zbylé spaliny. Přesná definice tohoto součinitele je v literatuře nejednotná a proto je nutné vždy exaktně specifikovat, co vše zahrnuje hmotnost spalín m_{spal}^v . Podle různého účelu použití jsou v praxi významné dva případy:

- Při posuzování efektivity výplachu náplně válce je vhodné užít vztahu

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{m_{zb.spal}^v}{m_v} \quad (1.2)$$

- Pro vyjádření kvality připravené palivové směsi s ohledem na následný průběh hoření je nutné počítat s celkovým podílem spalín v náplni válce, tedy

$$\vartheta_{spal} = \frac{m_{spal}^v}{m_v} = \frac{m_{zb.spal}^v + m_{EGR spal}^v + m_{BB spal}^v}{m_v} \quad (1.3)$$

Spaliny obsažené v palivové směsi působí jako inhibitory oxidačních reakcí, neboť mimo jiné snižují teplotu ve frontě plamene [31]. V případě chudých směsí mají přítomné spaliny na hoření významnější vliv než nadbytečný vzduch [35]. Oxid uhličitý, jako produkt dokonalé oxidace, má vliv na ukončování reakčních řetězců, takže způsobuje pokles rychlosti hoření. Na druhou stranu může působit i pozitivně, protože zvyšuje odolnost vůči klepání [12]. Z těchto důvodů je při posuzování podmínek pro hoření žádoucí od sebe oddělovat přítomnost produktů oxidace a

neshořelého vzduchu obsaženého ve zbytkových spalínách. Při spalování bohaté nebo stechiometrické směsi jsou spaliny tvořeny produkty hoření s minimálním obsahem kyslíku. U chudých směsí je ale nutné součinitel zbytkových spalin korigovat o obsah vzduchu ve spalínách tak, aby tento součinitel postihoval pouze vliv "inertních" plynů bez nevyužitého (nadbytečného) vzduchu vzhledem ke stechiometrickému složení. S využitím definice pro součinitel přebytku vzduchu lze odvodit vztah pro součinitel obsahu stechiometrických spalin ve tvaru

$$\begin{aligned} \vartheta_{spal\lambda=1} &= \vartheta_{spal} \frac{1 + L_{vvt}}{1 + \lambda L_{vvt}} \quad \forall \quad \lambda > 1 \\ \vartheta_{spal\lambda=1} &= \vartheta_{spal} \quad \forall \quad \lambda \leq 1 \end{aligned} \quad (1.4)$$

Takto korigovaný součinitel postihuje vliv přítomnosti spalin avšak pro chudé směsi bez nadbytečného vzduchu. Tento nevyužitý vzduch je však obsažen v zóně hoření, takže pro korektní posouzení podmínek při hoření palivové směsi musí být zahrnut do hodnoty součinitele přebytku vzduchu v nespálené směsi λ_{sm} (součinitel přebytku vzduchu ve spalínách λ se nijak nemění).

1.2 Definice součinitele přebytku vzduchu

Součinitel přebytku vzduchu vyjadřuje relativní podíl kyslíku ve směsi vůči teoretickému množství kyslíku, které je potřebné pro dokonalou oxidaci paliva. Toto množství kyslíku lze vyjádřit pomocí stechiometrického (teoretického) množství suchého vzduchu L_{vt} . Vstupuje-li do výpočtu vlhký vzduch, je určující referencí stechiometrické množství vlhkého vzduchu, které je určeno vztahem

$$L_{vvt} = L_{vt} \left(1 + \frac{\frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} \frac{M_{H_2O}}{M_{svzd}}}{1 - \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}}} \right), \quad (1.5)$$

kde je počítáno s molárními hmotnostmi vodních par a suchého vzduchu $M_{H_2O} = 18,02 \text{ kg/kmol}$ a $M_{svzd} = 28,96 \text{ kg/kmol}$.

Jak už bylo naznačeno v předchozí kapitole, součinitel přebytku vzduchu λ může být různě interpretován podle toho, k jakému účelu je využíván. Základním rozlišujícím faktorem je to, zda se jedná o lokální nebo globální popis náplně válce. Lokální popis má význam hlavně u vznětových motorů nebo u motorů s nehomogenní vrstvenou tvorbou směsi. Globální popis pak představuje úhrnnou hodnotu, kterou si lze představit jako střední hodnotu po zhomogenizování náplně válce.

Z hlediska tvorby produktů hoření je důležitá znalost lokálního součinitele přebytku vzduchu ve spalínách. V tomto případě jsou bilancovány nejen vzduch a palivo obsažené v nespálené směsi, ale i vzduch a palivo, které již prošly oxidačními

reakcemi a jsou v podobě zbytkových spalín. V průběhu hoření se totiž i tyto zbytkové spaliny účastní procesu oxidace a ovlivňují tak rychlost a rovnovážný stav probíhajících reakcí. Součinitel přebytku vzduchu ve spalínách lze tedy obecně vyjádřit poměrem

$$\lambda = \frac{\text{hmotnost vzduchu} \left(\begin{smallmatrix} \text{v nespálené} \\ \text{směsi} \end{smallmatrix} + \begin{smallmatrix} \text{shořelého ve} \\ \text{zbytkových spalínách} \end{smallmatrix} \right)}{L_{vvt} \cdot \text{hmotnost paliva} \left(\begin{smallmatrix} \text{v nespálené} \\ \text{směsi} \end{smallmatrix} + \begin{smallmatrix} \text{shořelého ve} \\ \text{zbytkových spalínách} \end{smallmatrix} \right)}, \quad (1.6)$$

kde vzduch i palivo mohou pocházet z různých zdrojů, jak je graficky znázorněno na *Obr.1.1*. V případě motoru s vnější tvorbou směsi, který je předmětem výzkumu v této práci, se předpokládá homogenní stav náplně válce, takže pro její popis plně postačují globální úhrnné veličiny. Při ustáleném stavu motoru je vzájemný poměr vzduchu a paliva stejný jak v nespálené směsi, tak i ve zbytkových spalínách, takže je situace velmi prostá a pro součinitel přebytku vzduchu ve spalínách lze psát

$$\lambda = \frac{m_{vzd}^v}{m_{pal}^v L_{vvt}}. \quad (1.7)$$

V případě, že je potřeba posuzovat podmínky pro průběh oxidačních reakcí v zóně hoření z hlediska přítomnosti kyslíku, je vhodné zavést součinitel přebytku vzduchu v nespálené směsi λ_{sm} . V případě chudých směsí je totiž v zóně hoření k dispozici i nevyužitý vzduch, resp. kyslík obsažený ve zbytkových spalínách. Potom λ_{sm} nabývá proti součiniteli λ vyšších hodnot. Součinitel přebytku vzduchu v nespálené směsi lze tedy obecně vyjádřit poměrem

$$\lambda_{sm} = \frac{\text{hmotnost vzduchu} \left(\begin{smallmatrix} \text{v nespálené} \\ \text{směsi} \end{smallmatrix} + \begin{smallmatrix} \text{nevyužitého ve} \\ \text{zbytkových spalínách} \end{smallmatrix} \right)}{L_{vvt} \cdot \text{hmotnost paliva v nespálené směsi}}. \quad (1.8)$$

Pro případ homogenní náplně válce a s využitím faktu, že při ustáleném stavu motoru je úhrnný součinitel přebytku vzduchu ve spalínách stejný jako ve zbytkových spalínách, lze odvodit vztah

$$\begin{aligned} \lambda_{sm} &= \lambda + \vartheta_{spal} \frac{\lambda - 1}{1 - \vartheta_{spal}} \quad \forall \quad \lambda > 1 \\ \lambda_{sm} &= \lambda \quad \forall \quad \lambda \leq 1 \end{aligned} \quad (1.9)$$

Hodnota součinitele přebytku vzduchu ve spalínách λ je běžně určována z analýzy výfukových plynů dle různých přístupů [18], [43], [70], [72] (jejich srovnání např. v [10]) nebo měřením pomocí kyslíkové lambda sondy umístěné ve výfukovém potrubí. Tyto standardní metody však selhávají v případech, kdy dochází v průběhu výměny náplně válce k proplachování spalovacího prostoru, kdy se čerstvá směs nebo vzduch dostává do výfukového traktu. Případná korekce je možná pouze v případě znalosti tohoto uniklého množství, jehož určení není snadné. Lze využít výpočtového modelu nebo značkovacího spalitelného plynu [44], u bohatých směsí lze toto

množství odhadnout výpočtem podle změřených koncentrací kyslíku O_2 ve výfukových plynech.

U vozidlových zážehových motorů je proplachování spalovacího prostoru nežádoucí, neboť by tím byla narušena zpětnovazební lambda regulace a následně i optimální funkce třicestného katalyzátoru výfukových plynů. S malým proplachem se lze setkat u zážehových přeplňovaných motorů při nízkých otáčkách a plném zatížení motoru, u nepřepřňovaných motorů je proplachování spalovacího prostoru do výfuku prakticky vyloučeno. Této skutečnosti je využito i v této práci, takže pro určení množství vzduchu zachyceného ve válci motoru je využíváno vztahu (1.7).

1.3 Definice procesu hoření

Vzhledem k tomu, že hlavním cílem této práce je vytvoření matematického modelu pro popis hoření ve válci motoru, je nezbytné již v úvodu jasně specifikovat pojmy s tím související. S popisem procesu hoření jsou spjaty dvě základní veličiny:

- Rychlost hoření $dm_{pal-h}/d\varphi$, která představuje rychlost přeměny paliva za přítomnosti vzduchu na produkty hoření. Vztahuje se na úhel natočení klikového hřídele a v jednotkovém (normovaném) tvaru je označovaná jako w_h .
- Rychlost uvolňování tepla $dQ_h/d\varphi$, která představuje rychlost přívodu tepla (reakční entalpie) ze spalovaného paliva a to nejen v zóně hoření, ale i v zóně spalin, kde stále probíhají chemicko-tepelné reakce. Jednotková (normovaná) rychlost uvolňování tepla hořením je označovaná jako q_h .

V případě zónového modelu, kdy je spalovací prostor rozdělen na zónu spalin a zónu směsi obsahující palivovou směs se zbytkovými plyny, je při deflagračním plameni hmotnost zóny spalin ovlivněna i množstvím zbytkových plynů, které jsou obsaženy v zóně směsi

$$\frac{dm_{zóna-spal}}{d\varphi} = \frac{1 + \lambda L_{vst}}{1 - \vartheta_{spal}} \frac{dm_{pal-h}}{d\varphi} . \quad (1.10)$$

Při spalování palivové směsi obsahující zbytkové spaliny se část uvolněného tepla z paliva o dolní výhřevnosti H_u spotřebovává na chemické disociační pochody nejen ve vlastních produktech hoření, ale i v přítomných zbytkových spalinách. Pro ustálený stav, kdy složení zbytkových spalin a výsledných produktů hoření je stejné, lze pro homogenní složení směsi vyjádřit navenek uvolněné teplo jako

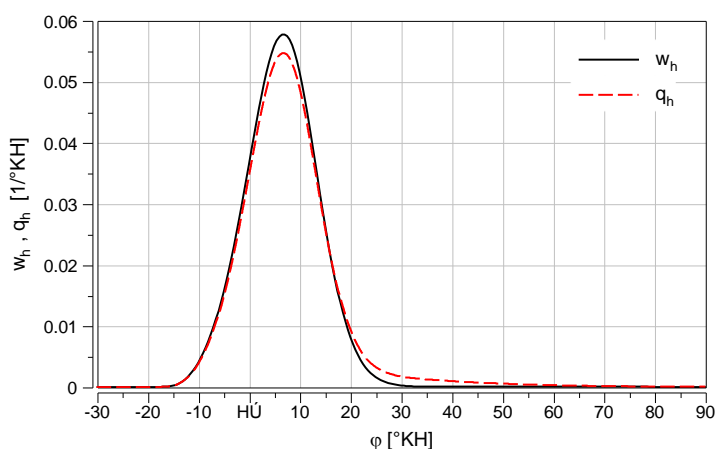
$$Q_h = m_{pal-h} H_u \eta_{hoř} - \left(\frac{m_{zóna-spal}}{1 + \lambda L_{vst}} - m_{pal-h} \right) H_u (\eta_{hořTz} - \eta_{hoř}) , \quad (1.11)$$

kde $\eta_{hoř}$ je chemická účinnost hoření směsi bez obsahu zbytkových spalin, $\eta_{hořTz}$ představuje chemickou účinnost hoření při teplotě zamrzání reakcí (1600÷1700 K),

která odpovídá stavu zbytkových spalín před vstupem do zóny hoření ($\eta_{hoř} \leq \eta_{hoř Tz}$). Chemickou účinnost hoření $\eta_{hoř}$ lze pro dané složení směsi a podmínky v zóně spalín vypočítat s využitím chemické kinetiky. Navenek uvolňované teplo z hoření je snižováno vlivem nedokonalé oxidace paliva při nedostatku kyslíku, vlivem disociace produktů hoření, která nabývá na významu s rostoucí teplotou a dále vlivem neúplného spalování, ke kterému může docházet ve štěrbinách nebo u chladných stěn spalovacího prostoru. Při spalování homogenní směsi se neúplné spalování obvykle zjednodušeně modeluje globálním příspěvkem, takže výsledná účinnost hoření je dána součinem účinností vyjadřujících nedokonalé hoření (chemická účinnost) a neúplné hoření. Při implementaci zónového modelu s teplotním rozvrstvením spalín, je použití vztahu (1.11) vázáno vždy pouze na vyšetřovaný teplotně homogenní objem náplně válce. Derivací vztahu (1.11) a s využitím relace (1.10) pak dostaneme rychlost uvolňování tepla během deflagračního hoření homogenní směsi včetně uvažování chemicko-tepelných reakcí v teplotně homogenní zóně spalín

$$\frac{dQ_h}{d\varphi} = \frac{H_u}{1 - \vartheta_{spal}} (\eta_{hoř} - \vartheta_{spal} \eta_{hoř Tz}) \frac{dm_{pal-h}}{d\varphi} + \frac{m_{pal-h} H_u}{1 - \vartheta_{spal}} \frac{d\eta_{hoř}}{d\varphi} . \quad (1.12)$$

Druhý člen v této rovnici respektuje změny tlaku a teploty, jejichž účinkem se mění i rovnovážná koncentrace disociačních produktů, které jsou ještě nositelem chemické energie. Na *Obr.1.2* jsou pro názornost uvedeny typické průběhy jednotkových rychlostí hoření a uvolňování tepla. Vlivem disociace produktů hoření při vysokých teplotách (nejvyšších lokálních teplot je dosahováno několik stupňů natočení klikového hřídele po horní úvrati) nedosahuje jednotková rychlost uvolňování tepla q_h tak vysokých maximálních hodnot jako je tomu u jednotkové rychlosti hoření w_h . V průběhu expanze, kdy dochází k poklesu tlaku a teploty náplně válce, dochází k nárůstu chemické účinnosti hoření a tím k dodatečnému uvolňování tepla i po skončení vlastního hoření – tento proces bývá označován jako post-oxidační reakce.

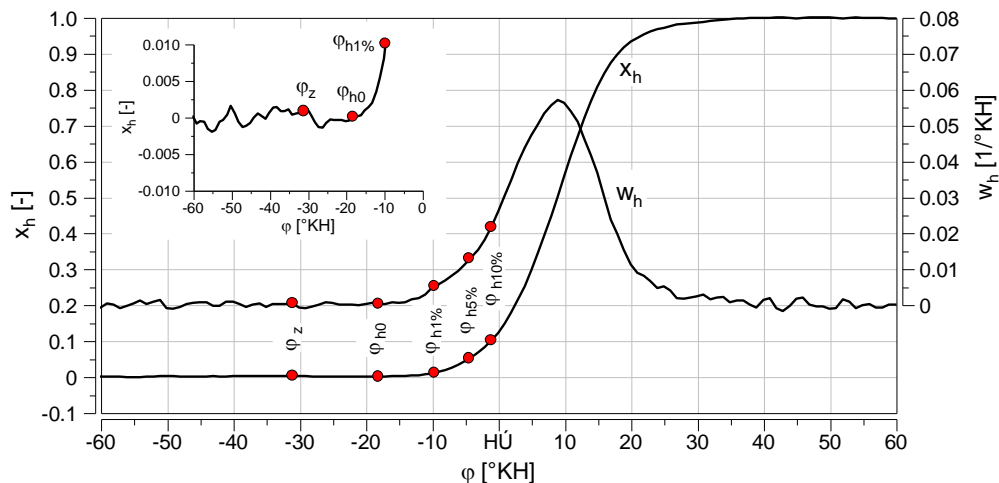


Obr.1.2 – Příklad průběhu jednotkové (normované) rychlosti hoření a rychlosti uvolňování tepla.

1.4 Definice průtahu zážehu

Průtah zážehu je v odborných publikacích definován různým způsobem. Proto je zapotřebí jasně specifikovat, jak je chápán v této práci. Jakmile na elektrodách zapalovací svíčky dojde k vysokonapětovému výboji, začnou v ohnisku zážehu a v jeho těsném okolí probíhat předplamenné reakce, které však nejsou doprovázeny prakticky měřitelným uvolňováním tepla. K pozorovatelnému uvolňování tepla začne docházet, až když jsou oxidační reakce dostatečně rozvinuty. V této práci je průtah zážehu definován jako úhel natočení klikového hřídele od okamžiku vysokonapětového výboje po okamžik začátku uvolňování tepla v pozorovatelné míře. Tento úhel natočení klikového hřídele je pak považován za počátek hoření.

Měřený signál tlaku ve válci motoru je obvykle zatížen rušivými vlivy, takže standardními postupy je přesné a spolehlivé určení takto definovaného počátku hoření často obtížné. Proto se někdy jako smluvní počátek hoření bere úhel při 1%, 5%, nebo 10% z celkově shořelého paliva, resp. směsi. Tyto hodnoty jsou však od vlastního počátku hoření dosti vzdáleny a navíc jsou závislé i na celkové době hoření. Situace je zvláště komplikovaná v případech, kdy integrální křivka průběhu hoření neustále roste i v pozdější expanzi – ať už z důvodu skutečného dohořívání směsi nebo jen kvůli teplotnímu driftu použitého snímače tlaku či nepřesnému určení absolutních hodnot tlaku [56]. Příklad rozdílů mezi vlastním počátkem hoření φ_{h0} a úhly při 1%, 5% a 10% vyhoření paliva názorně ukazuje Obr.1.3, kde je vyznačen i okamžik zážehu φ_z .



Obr.1.3 – Průběh hoření s vyznačením charakteristických bodů s detailem integrálního zákona hoření standardně zarušeného signálu, částečné zatížení motoru, $n = 2000$ 1/min, $p_e = 2$ bar.

Matematicky je tedy průtah zážehu definován úhlovým rozdílem

$$\Delta\varphi_p = \varphi_{h0} - \varphi_z \quad (1.13)$$

2. SOUČASNÝ STAV

Současný stav vývoje a poznatků v oblasti určování množství zbytkových plynů ve válci motoru a v oblasti modelování průběhu hoření zážehových motorů ukazují následující kapitoly.

2.1 Určení součinitele zbytkových spalín

Hovoří-li se o součiniteli zbytkových spalín, je tím myšleno množství zbytkových plynů, resp. spalín, nacházejících se ve válci motoru z předchozího pracovního cyklu. Znalost tohoto množství je jedním ze zásadních předpokladů pro provedení korektní termodynamické analýzy pracovního oběhu motoru a v minulosti již byla této problematice věnována velká pozornost. Množství zbytkových spalín primárně závisí na tlaku (dynamice) v sacím a výfukovém traktu, otáčkách motoru, kompresním poměru a časování ventilového rozvodu [35]. Mezi další vlivy patří součinitel přebytku vzduchu, průběh hoření (resp. teplota spalín) a teplota motoru (resp. velikost odváděného tepla z náplně válce v průběhu její výměny). Typické hodnoty součinitele zbytkových spalín (bez vnější recirkulace výfukových plynů) se u zážehových motorů s kvantitativní regulací výkonu pohybují v hodnotách $\Theta_{zb.spal} = 0,04 \div 0,3 \text{ kg/kg}$, přičemž vyšší hodnoty náleží nízkému zatížení motoru. Při nízkém tlaku v sacím potrubí dochází ke zpětnému proudění spalín do sacích kanálů (v počáteční fázi otevírání sacích ventilů), při větším překrytí ventilů dochází i ke zpětnému toku spalín přes výfukové ventily, takže spaliny se mohou dostávat z výfukového potrubí přes spalovací prostor až do sacího potrubí. U vznětových motorů se díky vyššímu kompresnímu poměru a hlavně díky neškrcenému průtoku vzduchu v sacím potrubí dosahuje nízkých hodnot $\Theta_{zb.spal}$ i při částečném zatížení motoru. V praxi se však u těchto motorů obsah zbytkových spalín často záměrně zvětšuje vhodným nastavením časování ventilů z důvodu dosažení nižší produkce oxidů dusíku ve spalínách. U konvenčních zážehových motorů se vyššího obsahu zbytkových spalín využívá především jako prostředku pro snížení práce na výměnu náplně válce při částečném zatížení motoru a pro snížení špičkových teplot náplně válce. K tomu účelu je využíváno techniky vnější recirkulace výfukových plynů (EGR), takže celkový obsah spalín ve válci v průběhu kompresního zdvihu může dosahovat hodnot až $\Theta_{spal} = 0,4 \text{ kg/kg}$ v závislosti na provozním režimu motoru, rozvíření náplně válce a na možnostech zapalovacího systému. Způsoby, jak určit obsah zbytkových spalín ve válci motoru, lze v zásadě rozdělit do následujících kategorií:

- Přímé měření
- Nepřímé měření
- Výpočtový odhad

- Empirický výpočet
- Výpočtová simulace

Každý z těchto uvedených způsobů má své klady i zápory. Obecně lze přímé měření považovat za nejspolehlivější (i když různé metody měření jsou zatíženy jistými omezeními a chybami), avšak náročnost přípravy a cena měřicího zařízení často způsobuje, že se v praxi častěji užívá alternativních přístupů.

2.1.1 Přímé měření obsahu zbytkových spalín

Přímé měření podílu zbytkových spalín má z uvedených přístupů největší předpoklady pro to, aby mohlo být považováno za exaktní způsob určení tohoto parametru. Celý proces je založen na analýze plynu, který se nachází ve válci motoru před začátkem oxidačních reakcí. V současnosti se lze setkat se třemi používanými přístupy jak analyzovat plyny ve válci motoru:

- Odběr vzorku plynu z válce motoru a jeho následná analýza
- Odběr vzorku plynu z výfukového potrubí při řízeném vypínání zážehu směsi
- Optická analýza plynu přímo ve válci motoru

Nejrozšířenějším přístupem je odběr vzorku plynu přímo ze spalovacího prostoru motoru v průběhu kompresního zdvihu před počátkem hoření. Odebíraný vzorek plynu je následně analyzován a podíl spalín určen výpočtem. Jako charakteristický plyn, identifikující přítomnost spalín, je v naprosté většině případů využíván oxid uhličitý CO_2 . Teoreticky je možné využít i jiné plyny, jako např. CO (v případě bohatých směsí), NO , H_2O nebo O_2 . V případě plynů, které jsou ve větší míře obsaženy ve spalínách, je složení odebraného vzorku plynu srovnáváno se složením spalín ve výfukovém traktu. Spaliny zde slouží jako reference, protože se jedná (jak plyne z pojmenování) o součinitel vyjadřující množství zbylých spalín. Tento přístup předpokládá, že v závěru expanzního zdvihu došlo k zamrznutí všech oxidačních reakcí a složení spalín je po celou dobu výfukového zdvihu již neměnné. Ve skutečnosti dochází ve výfukových kanálech ještě k oxidaci nespálených uhlovodíků, ty však mají na změnu koncentrací sledovaných dominantních složek zanedbatelný vliv [35]. V případě využití "značkovacích" plynů, které nejsou ve spalínách zastoupeny (nebo jen v zanedbatelném množství) je pak srovnáván odebraný vzorek plynu s čerstvou nasávanou směsí. Takovým plynem může být např. kyslík O_2 nebo dokonce i uhlovodíkové palivo, např. propan C_3H_8 [20].

V nejčastějším případě, tedy při využití CO_2 jako identifikátoru přítomnosti spalín, bývá celkový obsah spalín někdy určován pomocí přibližného vztahu

$$\vartheta_{spal} \doteq \frac{y_{CO_2}^v}{y_{CO_2}^{spal}} , \quad (2.1)$$

který vychází ze zjednodušujícího předpokladu, že ve vzduchu není CO_2 vůbec obsažen. Vztah rovněž nijak nezohledňuje rozdílné molární hmotnosti spalín a náplně válce. Dle [35] je vztah v originálním tvaru uváděn jako poměr molárních podílů, ale za předpokladu ideálního plynu se molární podíly rovnají podílům objemovým (při daných podmínkách je kompresibilní faktor ve viriální stavové rovnici pro oxid uhličitý CO_2 menší než jedna [50], užitím stavové rovnice ideálního plynu však nevzniká chyba větší jak 0,7%). Dle [77] je možné součinitel zbytkových plynů počítat bez zanedbání obsahu CO_2 v okolním vzduchu užitím vztahu

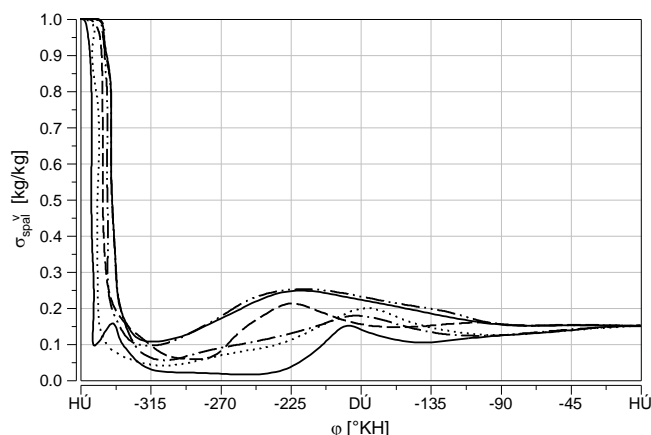
$$\vartheta_{spal} = \frac{M_{spal} \left[y_{CO_2}^v \left(\frac{M_{vzd}}{M_{pal} \lambda L_{vvt}} + 1 \right) - y_{CO_2}^{vzd} \right]}{M_{vzd} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda L_{vvt}} \right) (y_{CO_2}^{spal} - y_{CO_2}^v) + \frac{M_{spal}}{M_{vzd}} (y_{CO_2}^v - y_{CO_2}^{vzd}) + \frac{1}{\lambda L_{vvt}} \frac{M_{spal}}{M_{pal}} y_{CO_2}^v \right]} . \quad (2.2)$$

Objemové podíly CO_2 ve vztazích (2.1) a (2.2) představují podíly ve vlhkém (nijak neupraveném) plynu. Obvykle je pro detekci CO_2 užíváno NDIR (Non-Dispersive Infra-Red) analyzátorů, jejichž přesnost měření je značně snižována přítomností vodní páry, takže vlastnímu detektoru předchází chladič, ve kterém kondenzuje téměř všechna obsažená vodní pára a tím dochází k vysoušení vzorku plynu. Jsou-li k dispozici hodnoty z měření v suchém vzorku plynu, je nutné změřené objemové podíly korigovat např. dle vztahu

$$y_{CO_2} = \frac{y_{CO_2}^*}{1 + 0,5 \left[\frac{h}{c} (y_{CO_2}^* + y_{CO}^*) - 0,74 y_{CO}^* \right]} , \quad (2.3)$$

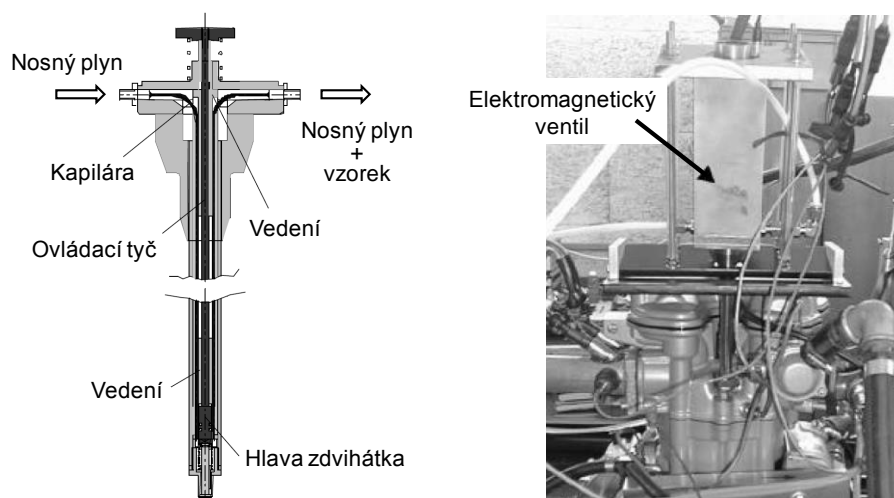
kde veličiny označené indexem * značí stav v suchém vzorku plynu a podíl h/c je molární podíl vodíku k uhlíku v použitém palivu [35].

Z hlediska posouzení obsahu zbytkových spalín na následný průběh hoření je žádoucí, aby k vlastnímu odběru vzorku docházelo těsně před zážehem směsi. Náplň válce je v průběhu kompresního zdvihu neustále formována vlivem vnitřního proudění, takže postupně dochází k její homogenizaci. 3-D výpočtové CFD (Computational Fluid Dynamics) simulace ukazují, že pro vytvoření homogenního složení je zapotřebí poměrně dlouhé doby. Relativně homogenní prostředí lze očekávat až v závěrečné fázi kompresního zdvihu, jak je pro představu uvedeno na Obr.2.1. Situace u motorů s vnitřní tvorbou směsi je ještě složitější, neboť vstřikované palivo vytváří nehomogenní prostředí. Správné umístění odběru reprezentativního vzorku plynu a okamžik vlastního odběru jsou nejčastěji diskutované aspekty spojené s regulérností přímého měření obsahu zbytkových spalín ve válci motoru [3].



Obr.2.1 – Příklad CFD výpočtu lokálního podílu zbytkových spalín v různých místech spalovacího prostoru v průběhu sacího a kompresního zdvihu čtyřdobého zážehového motoru s vnější tvorbou směsi, $n = 2000$ 1/min, plné zatížení [84].

Odběr dostatečného množství vzorku plynu v rámci jednoho pracovního cyklu pro jeho analýzu v konvenčních analyzátoch je velmi obtížně realizovatelný, neboť tyto analyzátory vyžadují určitý minimální průtok plynu nutný pro vlastní detekci, ale i pro transport vzorku k detektoru. Z toho důvodu se běžně užívá přístupu, kdy je v dostatečně širokém úhlovém okně odebírán vzorek z po sobě následujících cyklů, takže se ve výsledku dosáhne požadovaného průtoku. Znamená to však, že tento způsob je aplikovatelný pouze při ustáleném režimu motoru. Lze se setkat i se složitějšími aparaturami, u nichž se během velice krátké doby odebírá jen malé množství vzorku plynu, který je pak k vlastnímu detektoru dopravován nosným plynem (zpravidla dusíkem), jehož průtok i průtok po smíšení se vzorkem plynu jsou měřeny. Změřená koncentrace sledovaných látek potom musí být přepočtena s ohledem na zředění nosným plynem [46], [42], [68]. Pro tato měření byl v minulosti použit poměrně rozměrný odběrný ventil, jak je patrné z *Obr.2.2*.



Obr.2.2 – Elektromagnetický ventil pro odběr vzorku plynu ze spalovacího prostoru motoru Rotax F650. Konstrukce ventilu umožňuje dopravu vzorku k analyzátoru pomocí nosného plynu [42].

Pokud je na odběr vzorku plynu velmi málo času, což je případ hlavně u motorů s vnitřní tvorbou směsi, lze užít metody řízeného vypínání zážehu [1], [42], [68]. Tato metoda spočívá v tom, že při každém 8. až 15. cyklu je cíleně vypnuto zapalování, takže odběr vzorku plynu může probíhat v kompresní i expanzní fázi oběhu, kdy je ve válci vysoký tlak (na odběrném ventilu je vysoký tlakový spád), takže lze dosáhnout dostatečně vysokého průtoku. V [28] se při řízeném vypínání zážehu odebíral vzorek plynu přes vysokoprůtokový elektromagnetický ventil do sběrného 50 l vaku, ze kterého byl najímáný plyn následně analyzován. Hlavní výhodou této metody je, že odběr vzorku plynu může probíhat až ve fázi expanze, takže je vysoký předpoklad, že náplň válce je zcela homogenní. Nevýhodou však je, že cílené vynechávání zážehu narušuje korektní funkci zpětnovazební kyslíkové lambda sondy pro řízení vstřikování paliva a odebíraný referenční vzorek výfukových plynů je kontaminován nespálenou směsí nebo vzduchem (bez přívodu paliva), takže je pro další analýzu nepoužitelný.

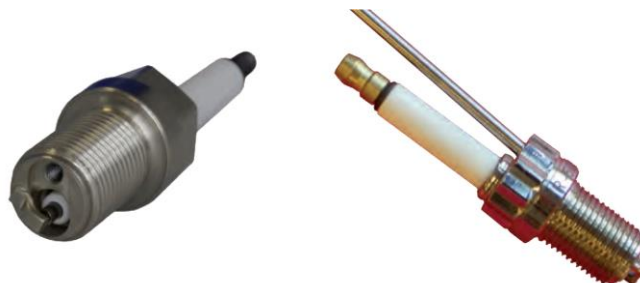
Řízený odběr vzorku plynu ze spalovacího prostoru motoru je výhradně řešen elektromagnetickým ventilem. Dle [78] a [79] bylo užito relativně rozměrného, vodou chlazeného ventilu, původně užívaného pro vefuk plynného paliva do sacího potrubí. Experimentální práce byly prováděny na plynovém (původně vznětovém) motoru. Upravený odběrný ventil dle *Obr.2.3* byl umístěn v hlavě válců v otvoru původně určeném pro žhavicí svíčku. Malý průměr otvoru a nutné chlazení tělesa ventilu znemožňovalo jeho umístění v těsné blízkosti spalovacího prostoru, takže mezi spalovacím prostorem a sedlem ventilu byl relativně objemný kanálek o průměru 2,1 mm a délce 157 mm. Tento kanálek však činil při měřeních značné potíže. Jednak znemožňoval prohoření celé náplně válce (směs byla komprimována uvnitř kanálku) a dále byl zdrojem nejistoty v prováděných měřeních, neboť se do něj v průběhu pracovního cyklu motoru dostávaly produkty hoření a nebylo možné zajistit jeho dokonalý výplach.



Obr.2.3 – Upravený odběrný plynový ventil s integrovaným vodním chlazením [78], [79].

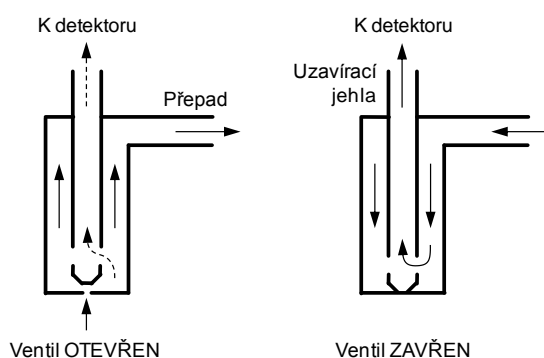
Komerčně nabízeným systémem pro odběr a rychlou analýzu vzorku plynu je zařízení od firmy Cambustion [19]. Tyto analyzátory disponují sondami (odběrnými

kapilárami) pro kontinuální odběr plynu přímo z válce motoru. Kapilárami, co možná nejkratší délky, je odebíraný vzorek plynu veden k miniaturizovanému detektoru. Alternativou k těmto odběrným sondám může být speciálně upravená zapalovací svíčka vyobrazená na *Obr.2.4*, která byla původně určená pro vysokotlakou indikaci motoru.



Obr.2.4 – Upravená zapalovací svíčka KISTLER pro odběr vzorku plynu. Místo piezoelektrického snímače tlaku je do svíčky zabudována kapilára o vnitřním průměru 1 mm [21].

Díky malému objemu ve vedení vzorku plynu je možné dosáhnout krátkých časů odezvy, přesto je pro použitý miniaturní NDIR detektor CO_2 odezva minimálně 8 ms, takže reálné využití tohoto zařízení je pouze při otáčkách motoru do 1500 1/min [19]. Při vyšších otáčkách motoru není již možné s jistotou rozlišit kompresní fázi od fáze hoření, ve které je zastoupen signifikantně větší podíl CO_2 . Odstranění těchto potíží je možné implementací elektromagnetického řízeného odběrného ventilu. V [21] byla publikována úprava konvenčního ventilu pro přímý vstřik benzínu. Uzavírací jehla ventilu byla upravena tím způsobem, že v její ose byl vyvrtán otvor a dále pak dva kolmé vstupní otvory nad sedlem ventilu, které umožňovaly proudění odebíraného vzorku středem jehly k detektoru, jak je naznačeno na *Obr.2.5*.



Obr.2.5 – Princip funkce upraveného elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu [21].

Funkce takto upraveného ventilu spočívá v tom, že při otevřeném ventilu proudí pouze malé množství vzorku plynu skrze jehlu k detektoru a většina plynu (i přebytečného) kolem jehly do odpadního vedení (přepadu), které zároveň slouží jako rezervoár. Při zavřeném ventilu je pak k detektoru veden vzorek plynu z rezervoáru. Porovnávací

měření s referenčním ventilem umístěným přímo ve spalovacím prostoru ukázalo, že tato úprava ventilu je velice výhodná v případech, kdy je vlastní ventil spojen se spalovacím prostorem přes odběrnou kapiláru. Tehdy totiž dochází k tomu, že zbytkový plyn v kapiláře proudí v počáteční fázi otevření ventilu kolem jehly do přepadu, takže do vnitřního otvoru v jehle (a dále k detektoru) se dostává jen minimálně. Tuto konfiguraci měřícího zařízení s velmi rychlou odezvou lze užít i pro měření mezicyklové variability součinitele zbytkových spalín [40].

Vedle přímého odběru vzorku plynu ze spalovacího prostoru existuje i alternativní možnost analýzy nespálené náplně válce s využitím vhodného jednokomponentního analyzátoru s rychlou odezvou. Ať už se jedná o speciální miniaturní FID analyzátor od firmy Cambustion [19] nebo NO senzor [25], je analyzován plyn ve výfukovém kanálu co možná nejblíže výfukovým ventilům. Aby se vzorek nespálené směsi dostal až k odběrné kapiláře nebo senzoru, musí dojít k řízenému vypnutí zapalování. Výstupem z analyzátoru, resp. senzoru je pak časový průběh koncentrace sledovaného plynu. Tímto plynem může být při využití FID analyzátoru např. propan [29]. V tomto případě musí být cíleně vypnuto zapalování pro několik sousledných pracovních cyklů, přičemž složení palivové směsi musí zůstat nezměněno. Množství zbytkových plynů je pak určeno poměrem mezi naměřenou koncentrací po prvním cyklu bez zážehu směsi a koncentrací naměřenou po dalších cyklech (zpravidla po 3 až 10-ti cyklech). Poté se zapalování znovu aktivuje a po ustálení podmínek lze proces měření opakovat. Výhodou této metody je, že není nutná mechanická úprava hlavy válců pro instalaci odběrného elektromagnetického ventilu a dále, že tato metoda není omezena maximálními přípustnými otáčkami motoru na rozdíl od techniky odebírání vzorku plynu přímo z válce motoru [3].

Principálně zcela odlišným přístupem při posuzování obsahu zbytkových spalín ve válci motoru je využití optické analýzy plynu přímo ve válci motoru. Jedná se o nové moderní metody měření, které nejsou v motorářské praxi zatím příliš rozšířené. U těchto metod je totiž hlavní nevýhodou cena měřícího zařízení, složitost přípravy a nutnost zřízení optického přístupu do spalovacího prostoru. Pro vlastní analýzu plynu lze využít různých principů založených např. na laserem vyvolané fluorescenci LIF (Laser-Induced Fluorescence) [66], na Ramanově rozptylovém jevu [2], [48] nebo na infračervené spektroskopii FTIR (Fourier Transform Infra-Red) [64]. Alternativou infračervené spektroskopie je diodová laserová absorpční spektroskopie [83], jejíž výhodou je nízká cena a malé zástavbové rozměry. Malý diodový zářič i detektor o velikosti běžného piezoelektrického snímače tlaku jsou chráněny safírovým sklíčkem, které odolává vysokým teplotám, takže mohou být namontovány přímo do spalovacího prostoru motoru. Tato technika umožňuje určení koncentrací látek, které pohlcují infračervené záření určité vlnové délky. Typicky se jedná o plyny CO, CO₂ a H₂O,

které je možné touto technikou detekovat v rozmezí vlnových délek 1 až 3 μm . Pro určení podílu zbytkových spalín lze s výhodou využít změřené koncentrace CO_2 nebo H_2O , protože jejich zastoupení ve spalínách je velmi významné, naproti tomu ve vzduchu se vyskytují jen v malém množství. U těchto optických metod se lze častěji setkat s měřením a vyhodnocením koncentrace H_2O [2], [83]. Jedná o měření s velmi krátkou dobou odezvy v řádu zlomků milisekund, takže lze tuto metodu využít i pro určování mezicyklových rozdílů.

2.1.2 Nepřímé měření obsahu zbytkových spalín

Typickým představitelem nepřímého měření obsahu zbytkových spalín je tzv. třítlačáková analýza. Jedná se o výpočtovou metodu, jejímiž hlavními vstupy jsou změřené průběhy tlaku v sacím a výfukovém potrubí a ve válci motoru. Tlak ve válci motoru je standardně měřen piezoelektrickým snímačem tlaku, u tlaků v potrubí musí být známa i jejich absolutní hodnota, takže se zpravidla používá piezorezistivních snímačů absolutního tlaku. Mezi další vstupy nutné pro výpočet patří geometrické rozměry motoru, specifikace přesné polohy snímačů tlaku a dále zdvihové křivky ventilů spolu s průtokovými vlastnostmi kanálů. Pro určení termodynamických vlastností náplně válce je nezbytné specifikovat součinitel přebytku vzduchu, množství recirkulovaných výfukových plynů a střední teplotu nasávaného vzduchu v sacím potrubí. Pro kontrolní nebo iterační výpočty musí být k dispozici ještě údaje o spotřebě paliva nebo o množství nasávaného vzduchu. Principiálně se jedná o výpočet průběhu výměny náplně válce motoru využívající rovnice zachování hmoty, hybnosti a energie. Tato výpočtová metoda pracuje s nestacionárním prouděním stlačitelné tekutiny, přičemž diferenciální rovnice popisující vyšetřovaný délkový element (od toho také označení 1-D) jsou řešeny numericky. Hmotnostní průtok plynu přes ventily je řešen quasi-stacionárně pomocí Saint-Venantova vztahu pro průtok stlačitelné tekutiny se zohledněním podkritického i nadkritického proudění

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \mu S_t \frac{p_1}{\sqrt{rT_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \forall \quad \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \\ \dot{m} &= \mu S_t \frac{p_1}{\sqrt{rT_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} \quad \forall \quad \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

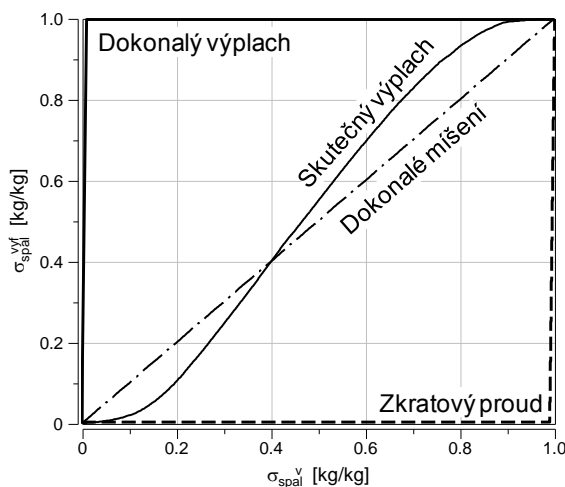
kde tlakový spád na ventilu je dán celkovým tlakem před ventilem p_1 a statickým tlakem za ventilem p_2 . Efektivní průtočná plocha ventilu je dána teoretickou plochou otevření ventilu S_t a experimentálně zjištěným průtokovým součinitelem μ , který bývá určován stacionárním měřením a to jak pro dopředný, tak i pro zpětný směr proudění.

Přestože je k dispozici změřený tlak ve válci motoru, tento průběh tlaku se pro vlastní výpočet průtoku plynu přes ventily většinou nevyužívá a to z důvodu relativně velkých nejistot a možných chyb měření spojených s užitím piezoelektrických snímačů tlaku. Jedná se především o chyby způsobené krátkodobým teplotním cyklickým driftem nebo nesprávným určením absolutní hodnoty (offsetu) tlaku [56], [63]. Z těchto důvodů je změřený tlak ve válci motoru využíván pouze k určení počáteční hodnoty tlaku v okamžiku otevření výfukových ventilů, další průběh tlaku v oblasti výměny náplně válce je dán výpočtem. Vlastní výpočet je založen na bezrozměrném (objemovém) modelování spalovacího prostoru v kombinaci s 1-D matematickým modelem sacího a výfukového traktu, který je modelován pouze ke geometrickým místům, kde jsou na reálném motoru umístěny senzory tlaku. Změřené průběhy tlaku pak slouží jako okrajové podmínky při numerickém řešení soustavy diferenciálních rovnic. Výsledné množství zbytkových plynů ve válci motoru je dáno počátečním stavem a integrací hmotnostního průtoku přes ventily. V dnešní době jsou k dispozici komerčně nabízené softwary, které tuto metodu využívají. K nejpoužívanějším patří produkty GT-Suite od společnosti Gamma Technologies [33] a GCA (Gas Exchange and Combustion Analysis) od firmy AVL [7].

Lze se setkat i s jednoduššími přístupy, kdy jsou vstupními hodnotami průběhy tlaku v sacích a výfukových kanálech bez ohledu na to, v jakém místě jsou měřeny (0-D výpočet). Tato metoda je v německé literatuře označovaná jako "Füll- und Entleermethode" [27], [47] a je prakticky založena na zjednodušujícím předpokladu nekonečné rychlosti zvuku. Tlak ve válci motoru, který ovlivňuje výsledek výpočtu zásadním způsobem, je u této metody dán výpočtem (změřený tlak ve válci motoru v okamžiku otevírání výfukových ventilů slouží jen jako počáteční hodnota). Někdy se však využívá přímo změřených hodnot z vysokotlaké indikace [2], [42], kde se však naráží na problém s nejistotou při určování přesných absolutních hodnot tlaku [56]. Ještě větším zjednodušením je výpočet vycházející ze středních hodnot tlaku v sacím a výfukovém potrubí [52], což samozřejmě vede k ještě větším chybám výpočtu, neboť pulsace v sacím a výfukovém traktu jsou zcela opomíjeny.

Spalovací prostor motoru je obvykle definován pouze časově proměnným objemem, takže průběh tlaku ve válci je počítán z rovnic zachování hmoty a energie pro otevřený systém, rovnice zachování hybnosti není v tomto případě zapotřebí. Aby v době překrytí ventilů bylo možné vhodným způsobem definovat míšení plyných složek a následně určit kvalitativní složení plynů proudících přes výfukové ventily, využívá se experimentálně zjišťované závislosti mezi okamžitým hmotnostním podílem spalín ve válci motoru a hmotnostním podílem spalín odcházejících přes výfukové ventily. V zásadě mohou v době překrytí ventilů nastat tři mezní případy interakce mezi spalínami a čerstvou směsí: dokonalý výplach, dokonalé míšení a

zkratový proud. Tyto mezní případy jsou zakresleny do grafu na Obr.2.6, kde je uveden i možný průběh křivky skutečného výplachu (tzv. S-křivka).



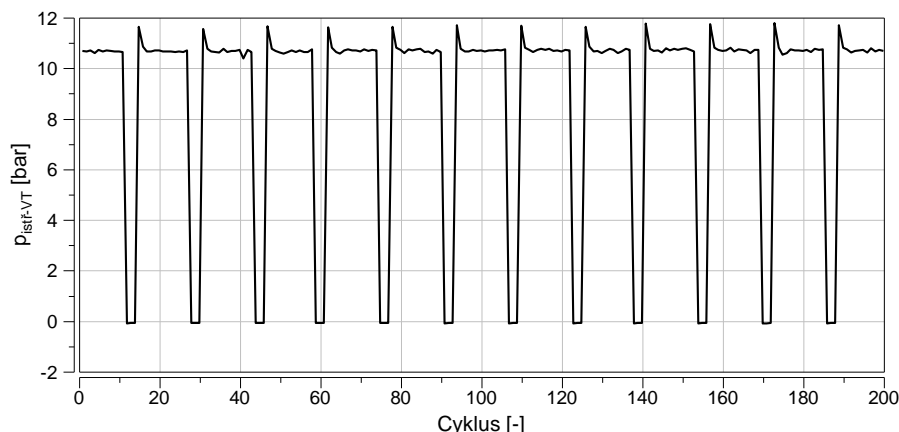
Obr.2.6 – Funkce popisující kvalitativní složení plynů odcházejících výfukovým kanálem při výplachu spalovacího prostoru v době překrytí ventilů – tzv. S-křivka a mezní způsoby výplachu.

Proces výplachu začíná v pravém horním bodě grafu, levá spodní část křivky je dosažitelná pouze u dvoudobých nebo čtyřdobých přeplňovaných motorů s proplachováním. Tato funkce má význam především u dvoudobých motorů, u kterých je proces výměny náplně válce významně ovlivněn vnitřním prouděním ve válci motoru. Konkrétní tvar funkce musí být určen experimentem nebo pomocí CFD výpočtu. U čtyřdobých motorů se při výpočtech výměny náplně válce zpravidla vystačí s předpokladem dokonalého míšení.

Celkově lze tyto výše popsané metody nepřímého určování součinitele zbytkových spalin hodnotit jako spolehlivé, výsledek je však zásadním způsobem ovlivněn skutečnou polohou a tvarem zdvihových křivek ventilů (zvláště pak překrytím zdvihových křivek). Vzhledem k tomu, že skutečné časování ventilového rozvodu nemusí vždy odpovídat teoretickému (výkresovému), vystupuje zde určitá nejistota.

Alternativní metodou z kategorie nepřímého měření je metoda založená na posuzování středního indikovaného tlaku vysokotlaké části normálního oběhu a oběhu následujícího po cíleném vynechání zážehu [60]. Při této metodě se využívá skutečnosti, že v cyklu při vynechání zážehu nedochází ke spalování palivové směsi, takže zbytkové plyny následujícího cyklu jsou tvořeny převážně hořlavou směsí. Při vynechání zážehu i u dalších cyklů pak dochází stále k dokonalejšímu výplachu spalovacího prostoru a obsah zbytkových spalin se postupně snižuje až k nulové hodnotě. S klesajícím tlakem v sacím potrubí, resp. s klesajícím poměrem p_{sac}/p_{vyf} se tento proces, co do počtu pracovních cyklů motoru, exponenciálně prodlužuje [29]. Ve výsledku lze vlivem vyššího hmotnostního naplnění válce směsí pozorovat

systematické zvýšení středního indikovaného tlaku oběhu, který následuje po oběhu bez spalování, jak je patrné z *Obr.2.7*.

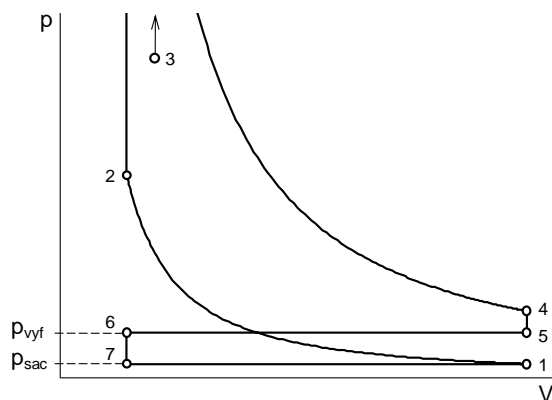


Obr.2.7 – Střední indikovaný tlak vysokotlaké části oběhu při cíleném vynechávání zážehu, po každém 16-tém cyklu byl potlačen vysokonapěťový výboj na zapalovací svíče u 3 po sobě jdoucích cyklů, $n = 2000$ 1/min, $p_{istf} = 10,7$ bar.

Výše popsané změny ve složení zbytkových plynů byly naměřeny při přímém odběru vzorku plynu z válce, jak je uvedeno např. v [21]. Teoreticky lze tedy předpokládat, že při větším podílu zbytkových plynů bude větší rozdíl mezi středními indikovanými tlaky cyklů po vynechání zážehu a cyklů normálních. Relativně vysoká mezicyklová variabilita středního indikovaného tlaku (stejně tak i uvolněného tepla hoření), ale i složitost dějů probíhajících při výměně náplně válce vlivem turbulentního prostředí a zpětných toků přes ventily však způsobují, že je tato metoda zatížena velkou chybou. Poslední pokusy o zdokonalení této metody vedly k závěrům, že lepší opakovatelnosti měření je dosaženo při deaktivaci více pracovních cyklů (jako dostatečné se jeví vynechání zážehu u 3 po sobě jdoucích cyklů), avšak ani s tímto opatřením se nedosáhlo uspokojivých výsledků, zvláště pak při nízkých zatíženích motoru. Navíc, při vysokých zatíženích motoru a vícenásobném nezážehu způsobuje nespálená směs vysoký nárůst teplot v katalyzátoru výfukových plynů. Na základě provedených experimentů lze tuto metodu celkově označit za nespolehlivou.

2.1.3 Výpočtový odhad součinitele zbytkových spalín

Při výpočtovém odhadu součinitele zbytkových spalín se v nejjednodušším případě jedná o prosté využití idealizovaných oběhů s uvažováním nízkotlaké části oběhu [35]. Idealizovaný p-V diagram takového oběhu pro částečné zatížení zážehového motoru je uveden na *Obr.2.8*. Tento přístup nijak nezohledňuje externí recirkulaci výfukových plynů, pouze napomáhá posoudit efektivitu výměny náplně válce reprezentovanou součinitelem zbytkových spalín $\eta_{zb.spal}$.



Obr.2.8 – Idealizovaný p-V diagram s přívodem tepla při konstantním objemu, částečné zatížení motoru.

Dle vztahu (1.2) je součinitel zbytkových spalin definován jako podíl hmotnosti zbytkových spalin k celkové hmotnosti obsahu náplně válce

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{m_{zb.spal}^v}{m_{sm}^v + m_{zb.spal}^v} . \quad (2.5)$$

Podle značení v uvedeném p-V diagramu lze s využitím stavové rovnice ideálního plynu upravit vztah do výsledného tvaru

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{m_6}{m_1} = \frac{1}{1 + \frac{m_{sm}^v r T_6}{p_6 V_{z1}} (\varepsilon - 1)} , \quad (2.6)$$

kde ε je kompresní poměr, tlak v bodě 6 lze považovat za střední tlak ve výfukovém potrubí $p_6 = p_{vyf}$. U motorů bez proplachování spalovacího prostoru je množství čerstvé směsi ve válci motoru m_{sm}^v snadno měřitelné, značné potíže však činí správný odhad teploty T_6 , neboť na její velikost má vedle vlastního spalovacího procesu značný vliv i odvod tepla z náplně válce.

Alternativním (vhodnějším) přístupem je využití energetické rovnice pro otevřený termodynamický systém. Bilanci konečných stavů mezi body 6 a 1 lze napsat ve tvaru

$$(m_1 h_1 - p_1 V_1) - (m_6 h_6 - p_6 V_6) = -p_1 (V_1 - V_6) + m_{sm}^v h_{sm} . \quad (2.7)$$

Za předpokladu ideálního plynu a stejných tepelných kapacit pro spaliny i směs lze bilanční rovnici upravit do tvaru

$$m_{zb.spal}^v = m_6 = \frac{1}{T_6} \left[\frac{p_1 V_1}{r} - m_{sm}^v T_{sm} + \frac{V_{z1}}{\varepsilon - 1} \frac{\kappa - 1}{r \kappa} (p_6 - p_1) \right] , \quad (2.8)$$

kde veličiny p_1 a V_1 mohou být pro zpřesnění výpočtu dosazovány v okamžiku zavření sacích ventilů – hodnota tlaku je zjistitelná z vysokotlaké indikace motoru. Teplota směsi T_{sm} , resp. vzduchu, je obvykle měřena v sacím potrubí. Množství směsi m_{sm}^v

musí být zjištěno rovněž měřením. Teplota T_6 na konci výfukového zdvihu je opět odhadována a jak je patrné, má na výsledek výpočtu proporcionální vliv. Součinitel zbytkových spalín je pak zjištěn podle vztahu (2.5).

S využitím ideálního oběhu s přívodem tepla při konstantním objemu lze odvodit vztah pro odhad teploty T_6 . Při uvažování izoentropické změny stavu mezi body 4 a 5, resp. 6, lze po úpravách dojít ke vztahu

$$T_6 = (1 - \vartheta_{zb.spal}) \frac{p_1 V_1}{m_{sm}^v r} \left(\frac{p_6}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{m_{sm}^v}{1 + \lambda L_{vvt}} \frac{H_u \eta_{hor}}{p_1 V_1} \frac{\kappa-1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (2.9)$$

který je nutné řešit iteračně. Kombinací vztahů (2.6) a (2.9) s respektováním dříve popisovaných zjednodušujících předpokladů lze podle [35] po úpravách obdržet výsledný vztah pro součinitel zbytkových spalín s již začleněným odhadem teploty T_6

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_6}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(1 + \frac{m_{sm}^v}{1 + \lambda L_{vvt}} \frac{H_u \eta_{hor}}{p_1 V_1} \frac{\kappa-1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (2.10)$$

Další možností, jak je uváděno opět v [35], může být vztah pro odhad součinitele zbytkových spalín ve tvaru

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{1}{1 + \frac{T_6}{T_{sm}} \left[\varepsilon \left(\frac{p_{sac}}{p_{vyf}} \right) - \left(\frac{p_{sac}}{p_{vyf}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (2.11)$$

kde rovněž opět vystupuje teplota spalín na konci výfukového zdvihu T_6 , jejíž velikost podstatným způsobem ovlivňuje výsledek výpočtu.

Triviální model dle [1] vychází z předpokladu, že v okamžiku uzavření sacích ventilů je náplň válce tvořena hmotností nasáté směsi m_{sm}^v o teplotě T_{sm} měřené v sacím potrubí a hmotností zbytkových spalín o teplotě výfukových plynů T_{vyf} (běžně měřená střední teplota na výstupu z hlavy válců), takže v sobě implicitně zahrnuje i vliv překrytí ventilů. S využitím stavové rovnice ideálního plynu a relací mezi parciálními objemy směsi a spalín ve válci motoru lze dojít ke vztahu

$$m_{zb.spal}^v = \frac{1}{T_{vyf}} \left(\frac{p_{vSZ} V_{vSZ}}{r} - m_{sm}^v T_{sm} \right), \quad (2.12)$$

který lze vyčíslit po dosažení tlaku v okamžiku zavření sacích ventilů z vysokotlaké indikace (někdy bývá za tento tlak dosazována změřená střední hodnota tlaku v sacím potrubí [11], [60]) a změřeného množství směsi m_{sm}^v nasávaného do válcové jednotky motoru. Součinitel zbytkových spalín je pak dán vztahem (2.5).

Yun-Mirskyho model [85], který je dobře použitelný pro motory bez překrytí ventilů [51], vychází z hmotnosti náplně válce v okamžiku zavření výfukových ventilů. Tato hmotnost je vztažena k celkové hmotnosti náplně válce v okamžiku počátku

otevírání výfukových ventilů. Změna hustoty mezi těmito body je popsána izoentropickou změnou stavu. Pro součinitel zbytkových plynů lze pak psát

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{V_{vIZ}}{V_{vVO}} \frac{\rho_{vIZ}}{\rho_{vVO}} = \frac{V_{vIZ}}{V_{vVO}} \left(\frac{p_{vIZ}}{p_{vVO}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (2.13)$$

Tento způsob výpočtového odhadu tedy vyžaduje vedle znalosti časování ventilů i měření průběhu tlaku ve válci motoru.

Všechny tyto uvedené vztahy představují více či méně zjednodušené přístupy, takže jsou vhodné pouze pro hrubý odhad podílu zbytkových spalín. Přes svou jednoduchost však poskytují základní informace o veličinách, které množství zbytkových spalín významným způsobem ovlivňují. Ze všech uvedených vztahů je patrné, že s klesající teplotou spalín na konci výfukového zdvihu se $\vartheta_{zb.spal}$ zvětšuje, stejně tak jako s klesajícím kompresním poměrem motoru nebo zvyšujícím se rozdílem, resp. podílem tlaků ve výfukovém a sacím potrubí.

Komplexnější přístup postihuje fenomenologický model dle autorů Köhler-Bargende [42], resp. [41], který bere v úvahu jak střední tlak v sacím a výfukovém potrubí, tak i průběh zdvihových křivek ventilů. Tato metoda výpočtu je založena na sledování změn množství spalín ve válci motoru od okamžiku otevření sacích ventilů do okamžiku uzavření výfukových ventilů – tedy v celé oblasti překrytí ventilů. Odvození výsledného vztahu vychází z předpokladu ideálního plynu s neproměnnými termodynamickými vlastnostmi, konkrétně z rovnice zachování hmoty a vztahů pro průtok plynu přes ventily vycházejících z Bernoulliho rovnice pro nestlačitelné tekutiny

$$\frac{d(\rho V_v)}{d\varphi} = \frac{dm_{vyf}}{d\varphi} + \frac{dm_{sac}}{d\varphi}, \quad (2.14)$$

$$\frac{dm_{vyf}}{d\varphi} = \text{sgn}(p_{vyf} - p_v) S_{vyf} \sqrt{2\rho |p_{vyf} - p_v|} \frac{dt}{d\varphi}, \quad (2.15)$$

$$\frac{dm_{sac}}{d\varphi} = \text{sgn}(p_{sac} - p_v) S_{sac} \sqrt{2\rho |p_{sac} - p_v|} \frac{dt}{d\varphi}, \quad (2.16)$$

kde plochy S_{sac} a S_{vyf} představují časově proměnné efektivní průtočné plochy na sacích a výfukových ventilech, přičemž rozdílný průtokový součinitel při dopředném a zpětném směru proudění se nerozlišuje a uvažuje se pouze jeden směr proudění. Tato soustava tří rovnic o třech neznámých je řešena se značným zjednodušením s postupným zanedbáním nevýznamných členů. Hustota plynu je uvažována neproměnná o velikosti odpovídající hustotě spalín ve výfukovém potrubí. Konečné množství zbytkových plynů ve válci motoru je potom dáno množstvím spalín na začátku výpočtu (tedy hmotnostním naplněním válce v okamžiku otevření sacích ventilů) a dále celkovým příspěvkem od změny objemu válce a příspěvkem od

zpětného proudění spalín vlivem rozdílu tlaků mezi výfukovým a sacím potrubím

$$m_{zb.spal}^v = m_{vSO} + \Delta m_{spal-\Delta V} + \Delta m_{spal-\Delta p} \quad (2.17)$$

Hmotnostní naplnění válce v okamžiku otevření sacích ventilů je zjednodušeně počítáno z hustoty spalín ve výfukovém potrubí, která je určena stavovou rovnicí ideálního plynu s doporučenou plynovou konstantou $r_{spal} = 292 \text{ J/kgK}$

$$m_{vSO} = \frac{p_{vyf} V_{vSO}}{r_{spal} T_{vyf}} \quad (2.18)$$

kde střední statický tlak i teplota výfukových plynů jsou přímo měřené hodnoty na výstupu z hlavy válců. Celkový příspěvek od změny objemu válce je po úpravách dán numerickou integrací na vyšetřovaném úhlovém rozsahu

$$\Delta m_{spal-\Delta V} = \frac{p_{vyf}}{r_{spal} T_{vyf}} \int_{\varphi_{SO}}^{\varphi_{VZ}} \frac{S_{vyf}^2}{S_{sac}^2 + S_{vyf}^2} \frac{dV_v}{d\varphi} d\varphi \quad (2.19)$$

Příspěvek od proudění spalín vlivem tlakového rozdílu mezi výfukovým a sacím kanálem je po řadě úprav a zjednodušení dán výsledným vztahem

$$\Delta m_{spal-\Delta p} = \text{sgn}(p_{vyf} - p_{sac}) \sqrt{2 \frac{p_{vyf}}{r_{spal} T_{vyf}} |p_{vyf} - p_{sac}|} \frac{dt}{d\varphi} \int_{\varphi_{SO}}^{\varphi_{VZ}} \frac{S_{sac} S_{vyf}}{\sqrt{S_{sac}^2 + S_{vyf}^2}} d\varphi \quad (2.20)$$

Integrály ve vztazích (2.19) a (2.20) jsou pro případ neproměnného časování ventilů konstantní, takže aplikace vztahů je velice jednoduchá. Výsledný součinitel zbytkových plynů je pak vypočítán dle definičního vztahu (2.5) s dosazením změřeného množství nasávané směsi (v případě, že spalovací prostor není proplachován).

2.1.4 Empirický výpočet součinitele zbytkových spalín

Empirické výpočty součinitele zbytkových spalín respektují proti výpočtovým odhadům skutečné děje v průběhu výměny náplně válce. Přesto však nejsou tyto vztahy univerzálně platné, protože vycházejí z měření na konkrétních motorech a obvykle nedokážou postihnout specifické konstrukce motorů. Jsou tedy použitelné pouze pro běžné provozní podmínky konvenčních motorů. Například v Müller-Bertlingově modelu [46] se vychází ze stavu náplně válce v horní úvrati při výfukovém zdvihu (při úhlu $\varphi = 360^\circ KH$), takže s využitím stavové rovnice ideálního plynu lze psát

$$m_{zb.spal}^v = \frac{p_{v360KH} V_{v360KH}}{r_{spal} T_{v360KH}} \quad (2.21)$$

Už z takto definovaného množství zbytkových spalín vyplývá, že tento model není vhodný pro motory s větším překrytím zdvihových křivek ventilů, protože nerespektuje děje následující po horní úvrati. Při určení tlaku p_{v360KH} lze vyjít z indikovaného průběhu tlaku (což je dle [46] nespolehlivé) nebo lze využít empirického vztahu

$$p_{v360^\circ KH} = p_{atm} + 9 \cdot 10^{-11} n^2 p_{istf-VT}^2 \quad [\text{bar}, 1/\text{min}, \text{bar}] \quad . \quad (2.22)$$

Teplota náplně válce, resp. spalín, v horní úvrati je běžnými metodami neměřitelná, takže je modelována vztahem

$$T_{v360^\circ KH} = T_o + \Delta T \cdot f(\varepsilon) \cdot f(n) \cdot f(\lambda) \cdot f(\eta_{pl}) \quad , \quad (2.23)$$

kde $\Delta T = 558 \text{ K}$ a představuje navýšení teploty při referenčním stavu $T_o = 293 \text{ K}$, $\varepsilon = 9$, $n = 3000 \text{ 1/min}$, $\lambda = 1$ a plnicí účinnosti $\eta_{pl} = 0,843$. Jednotlivé dílčí faktory f potom upravují výslednou hodnotu teploty podle empirických závislostí

$$\begin{aligned} f(\varepsilon) &= 0,7 \frac{5,5 + \varepsilon}{1,1 + \varepsilon} \quad , \quad f(n) = 1,33 \frac{500 + n}{1660 + n} \\ f(\lambda) &= \frac{0,35}{1 - \frac{1,3}{\lambda} + \frac{0,65}{\lambda^2}} \quad , \quad f(\eta_{pl}) = 0,1432 \frac{18,5 + \eta_{pl}}{1,93 + \eta_{pl}} \quad . \end{aligned} \quad (2.24)$$

Tento jednoduchý empirický model je platný pro konkrétní motor a proto nemusí poskytovat přesné výsledky při použití na jinak konstrukčně provedených motorech.

Komplexnější hodnocení nabízí poloempirický model dle Fox-Heywooda [26], kde jsou zohledněny otáčky motoru, součinitel přebytku vzduchu, měřené střední hodnoty tlaku v sacím a výfukovém potrubí, kompresní poměr motoru i velikost překrytí ventilů. Výsledné množství zbytkových plynů je dáno jednak množstvím spalín ve válci motoru v okamžiku počátku otevírání sacích ventilů (na začátku oblasti překrytí ventilů) a jednak prouděním spalín přes výfukové ventily (dopředným i zpětným) v době překrytí ventilů

$$m_{zb.spal}^v = m_{vSO} + \int_{SO}^{VZ} \dot{m}_{vyf} dt \quad . \quad (2.25)$$

Příspěvek prvního členu vychází z idealizovaného oběhu s izochorickým přívodem tepla, tedy ze vztahu (2.10). Druhý člen je dán převážně tlakovým spádem mezi výfukovou a sací stranou motoru a překrytím ventilů. Po úpravách, vycházejících opět z idealizovaného oběhu, lze pak součinitel zbytkových plynů vyjádřit vztahem

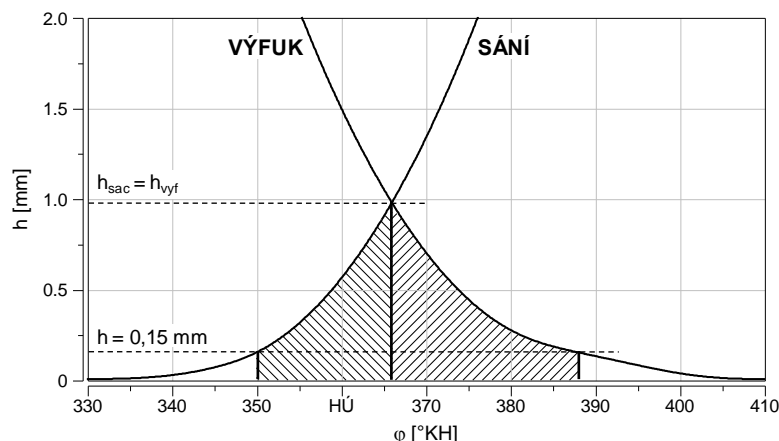
$$\vartheta_{zb.spal} = C_1 \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_{vyf}}{p_{sac}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} + C_2 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{OF}{n} \left(\frac{p_{vyf}}{p_{sac}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \sqrt{\frac{p_{vyf} - p_{sac}}{\rho(p_{vyf}, T_{sac})}} \quad , \quad (2.26)$$

kde C_1 a C_2 jsou konstanty a velikost překrytí ventilů je reprezentována veličinou OF (z anglického Overlap Factor) v jednotkách $^\circ\text{KH/m}$, která je definována jako

$$OF = \frac{d_{sac} i_{sac} \int_{h_{sac}=0,15mm}^{h_{sac}=h_{vyf}} h_{sac} d\varphi + d_{vyf} i_{vyf} \int_{h_{sac}=h_{vyf}}^{h_{vyf}=0,15mm} h_{vyf} d\varphi}{V_{z1}} \quad . \quad (2.27)$$

Veličiny označené d_{sac} a d_{vyf} představují vnitřní průměr sedla sacích a výfukových ventilů, i je jejich počet na válec a V_{z1} je zdvihový objem válcové jednotky. Integrály

ve vztahu (2.27) vyjadřují velikosti ploch pod zdvihovými křivkami ventilů ohraničené zdvihem 0,15 mm, jak je graficky naznačeno na Obr.2.9.



Obr.2.9 – Hranice pro výpočet plochy pod zdvihovými křivkami ventilů pro Overlap Factor OF .

Na základě experimentů byl vztah (2.26) upraven a rozšířen o vliv součinitele přebytku vzduchu λ . Poměr tepelných kapacit spalín byl uvažován $\kappa = 1,35$. Finální tvar použitelný i pro přeplňované motory, kde $p_{sac} > p_{vyf}$, potom je

$$\vartheta_{zb.spal} = 0,632 \frac{1}{\lambda \varepsilon} \left(\frac{p_{vyf}}{p_{sac}} \right)^{0,74} + \text{sgn}(p_{vyf} - p_{sac}) 1,266 \frac{OF}{n} \left(\frac{p_{vyf}}{p_{sac}} \right)^{0,87} \sqrt{|p_{vyf} - p_{sac}|} \quad (2.28)$$

[kg/kg, 1, 1, bar, °KH/m, 1/s, bar]

Uvedený vztah je vhodný spíše pro částečná zatížení motoru. Při plném zatížení motoru, kdy $p_{sac} \doteq p_{vyf}$, je výsledný součinitel zbytkových plynů dán pouze příspěvkem od prvního členu, což vede k hodnotám cca $\vartheta_{zb.spal} = 0,06$ kg/kg, nižších hodnot nelze tímto výpočtem dosáhnout. Určité zpřesnění výpočtu přináší rozšíření Fox-Heywoodova modelu o vliv teploty nasávaného vzduchu dle [69], avšak ani zde není odstraněno omezení v použití vztahu spíše pro nižší zatížení motoru. Dle [29] a [28] však Fox-Heywoodův vztah selhává i při nízkých zatíženích, takže Giansetti doporučuje změnu konstant na hodnoty $C_1 = 0,834$ a $C_2 = 1,145$.

2.1.5 Výpočtová simulace oběhu s výměnou náplně válce

Výše uváděné metody určení součinitele zbytkových spalín vyžadují znalost vstupních veličin vycházejících z experimentu. Tyto veličiny se pak na výsledku projevují zásadním způsobem. Ryze výpočtový přístup nevyžaduje žádná experimentálně pořízená data, neboť celý proces výměny náplně válce i následné hoření jsou modelovány. Základní způsoby výpočtové simulace lze z hlediska komplexnosti rozdělit do tří kategorií:

- 0-D simulace s využitím rovnic zachování hmoty a energie

- 1-D simulace s využitím rovnic zachování hmoty, hybnosti a energie
- 3-D simulace s využitím výpočtového CFD aparátu

Při 0-D a 1-D simulaci pracovního oběhu motoru se z hlediska matematického popisu spalovacího prostoru a sacího a výfukového traktu motoru využívá stejných postupů jako v případech uvedených v kapitole popisující nepřímé měření součinitele zbytkových spalín. Zde je však sací a výfukový trakt modelován jako úplný, včetně interakce se soudními válci. V zásadě platí pravidlo, že čím je výpočtový model složitější, dokáže poskytnout více detailních informací, avšak tento model je méně přehledný a může být citlivější na správné "naladění", tzn. určení konkrétních hodnot kalibračních parametrů ovlivňujících výsledek výpočtu. S komplexností modelu vzrůstá i náročnost na jeho stavbu a ověření. Přestože pro vlastní výpočet nejsou zapotřebí žádná změřená data, validace a kalibrace výpočtového modelu se bez podrobného měření obvykle neobejde. Vedle běžných integrálních veličin se nejčastěji jedná o měření průběhu tlaku v sacím a výfukovém potrubí a ve válci motoru, tedy stejných veličin, které jsou zapotřebí pro třítlakou analýzu. Zde je na místě otázka, proč vlastně používat simulační výpočet, když jsou k dispozici změřená data. Hlavní výhodou jednodušších simulačních výpočtů je predikce součinitele zbytkových spalín (nebo jakéhokoli jiného parametru) v režimech, při kterých nebyl motor měřen. Některé parametry nebo veličiny jsou na reálném motoru velice obtížně měřitelné nebo dokonce vůbec neměřitelné. Takovým typickým parametrem je lokální součinitel zbytkových plynů ve spalovacím prostoru v průběhu výměny náplně válce. K určení pohybu, míšení a koncentrací jednotlivých složek náplně válce je nutné užít 3-D simulaci s využitím výpočtového CFD (Computational Fluid Dynamics) aparátu [69], [42]. Příklad takového výpočtu byl uveden na *Obr.2.1*. Výsledek CFD výpočtů bývá vedle okrajových podmínek ovlivněn i volbou hustoty diskretizační sítě a vhodnou volbou modelu turbulence, který řeší nemožnost přímého výpočtu pohybu nejmenších turbulentních vírů.

2.2 Modelování průběhu hoření v zážehovém motoru

Hlavním cílem matematického modelování průběhu hoření palivové směsi ve spalovacím prostoru motoru je vytvoření spolehlivého aparátu pro výpočtové simulace pracovního oběhu motoru. Modelovaný průběh hoření, resp. průběh uvolňování tepla, by měl vést k získání stejného tlakového průběhu ve válci motoru jako při jeho reálném provozu. Pracovní cyklus zážehového motoru je zatížen relativně vysokou mezicyklovou variabilitou způsobenou složitostmi a do jisté míry i nahodilostmi dějů v turbulentním okolí jediného ohniska zážehu, takže se obvykle vychází z vybraného charakteristického průběhu spalovacího tlaku nebo ze středního průběhu z více cyklů.

Průběh hoření závisí vedle provozních a regulačních parametrů motoru i na topologii spalovacího prostoru a geometrii sacích kanálů, které ovlivňují vnitřní proudění ve válci, takže problematika popisu hoření ve válci motoru je značně komplexní a tudíž nijak triviální. Z těchto důvodů se lze v odborné literatuře setkat s celou řadou možných modelů, které lze rozdělit do třech základních kategorií:

- Empirické modely
- Fenomenologické modely
- 3-D simulace s využitím výpočtového CFD aparátu

Nelze zcela jednoznačně říci, který z těchto přístupů je nejvýhodnější. Každý má své přednosti i nedostatky. Na první pohled se může zdát, že empirické modely jsou nejméně spolehlivé. I přes to, že jsou v komerčních 1-D, resp. 0-D výpočtových softwarech k dispozici složitější modely hoření, empirické modely jsou pro běžné výpočty i přes svou nedokonalost stále nejpoužívanější právě kvůli své jednoduchosti. Při požadavku na změnu rychlosti hoření postačuje u jednoduchých modelů změnit pouze jeden parametr, ale u složitějších modelů je nutná hlubší znalost celého modelu.

2.2.1 Empirické modely

Empirické modely představují kategorii jednoduchých modelů vycházejících z experimentů, kde je reálný průběh hoření aproximován co možná nejjednodušší matematickou funkcí. Vůbec nejjednodušším modelem je sinusový průběh jednotkové rychlosti hoření [17] ve tvaru

$$w_h = \frac{\pi}{2\Delta\varphi_h} \sin\left(\pi \frac{\varphi - \varphi_{h0}}{\Delta\varphi_h}\right), \quad (2.29)$$

kde jedinými parametry charakterizujícími průběh hoření je úhel počátku hoření φ_{h0} a celková délka hoření $\Delta\varphi_h$. Vztah je platný pouze pro hodnoty úhlu natočení klikového hřídele v rozsahu $\varphi \in \langle \varphi_{h0}, \varphi_{h0} + \Delta\varphi_h \rangle$. Tento triviální model se však odchyluje od reálného průběhu na počátku a na konci hoření tak významným způsobem, že se prakticky nepoužívá.

Nejznámější a také nejpoužívanější je tzv. Vibeho funkce, resp. Vibeho zákon hoření [81] definovaný vztahem

$$x_h = 1 - e^{-C_1 \left(\frac{\varphi - \varphi_{h0}}{\Delta\varphi_h}\right)^{m+1}}, \quad (2.30)$$

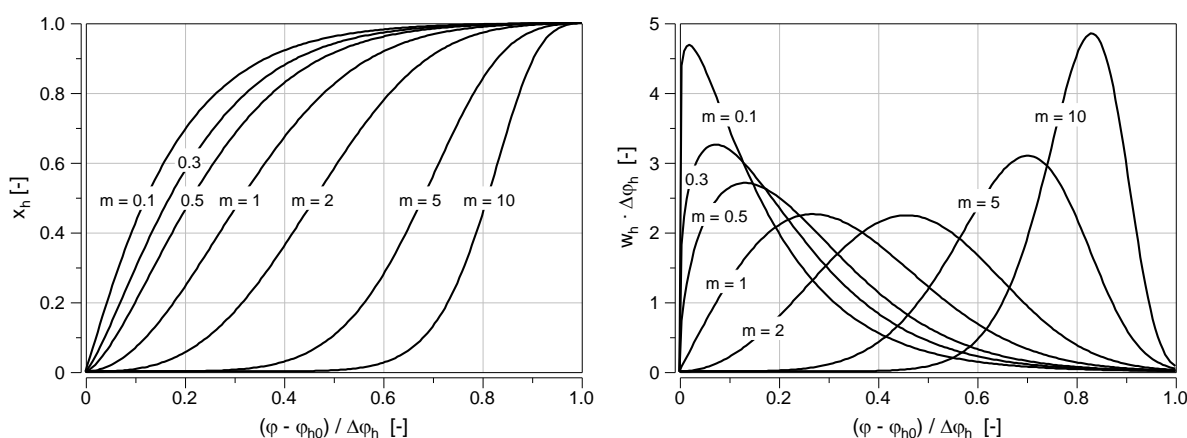
který vyjadřuje okamžitý podíl shořelého paliva v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele φ od počátku hoření φ_{h0} . Znamená to tedy, že vztah je použitelný pouze pro hodnoty úhlu $\varphi \geq \varphi_{h0}$. Derivací tohoto vztahu se pak získá jednotková rychlost hoření ve tvaru

$$w_h = \frac{dx_h}{d\varphi} = \frac{C_1(m+1)}{\Delta\varphi_h} \left(\frac{\varphi - \varphi_{h0}}{\Delta\varphi_h} \right)^m e^{-C_1 \left(\frac{\varphi - \varphi_{h0}}{\Delta\varphi_h} \right)^{m+1}}. \quad (2.31)$$

Tvar a úhlová pozice Vibeho zákona hoření jsou určeny třemi parametry – délkou hoření $\Delta\varphi_h$, Vibeho parametrem m a počátkem hoření φ_{h0} . Konstanta C_1 , označovaná jako parametr dokonalosti hoření, má jen formální charakter a její konkrétní hodnota je daná pouze volbou konce hoření. Obvykle se za konec hoření považuje okamžik při $x_h = 0,999$, takže konstanta C_1 má velikost

$$C_1 = -\ln(1 - x_h) = -\ln(1 - 0,999) = 6,908. \quad (2.32)$$

Grafické znázornění Vibeho zákona hoření pro různé hodnoty parametru m je uvedeno na Obr.2.10.



Obr.2.10 – Vliv parametru m na tvar Vibeho funkce v závislosti na normovaném úhlu hoření.

U zážehových motorů bývá celková délka hoření v rozmezí $\Delta\varphi_h = 40 \div 70^\circ \text{KH}$, Vibeho parametr nabývá typicky hodnot $m = 2 \div 3$, což vede k téměř symetrickému tvaru křivky rychlosti hoření. Tento tvar je typický pro deflagrační plamen při spalování homogenní směsi v zážehovém motoru (pokud se nejedná o abnormální průběhy hoření [53]). V mnohých případech se vystačí s jednou jednoduchou Vibeho funkcí, v případě složitějších (členitějších) průběhů hoření je možné výsledný průběh složit z více váhově rozlišených Vibeho funkcí. Určení parametrů jednoduché Vibeho funkce na základě experimentálně zjištěného průběhu hoření je možné několika způsoby. Obecně se jedná o tři hledané parametry, takže k nalezení jejich konkrétních hodnot jsou zapotřebí alespoň tři zvolené body na změřeném průběhu hoření. Analytické řešení této soustavy tří rovnic o třech neznámých není jednoduché, je však možné tyto rovnice řešit numericky nebo iteračně. Situace se značně zjednoduší, když se úhel počátku hoření zvolí explicitně na základě změřeného průběhu rychlosti hoření [55]. Poté zbývají k řešení pouze dvě rovnice o dvou neznámých, které je možné řešit analyticky s využitím dvou vhodně zvolených bodů na změřeném průběhu zákona hoření [15] nebo regresní analýzou ve vhodně zvoleném úhlovém rozsahu [67].

Nejčastější použití Vibeho funkce bývá pro jednozónové nebo dvouzónové modely spalovacího prostoru. Rychlost hoření je pak dána celkovým množstvím paliva ve válci motoru před začátkem hoření

$$\frac{dm_{palh}}{d\varphi} = m_{pak_{h0}}^v w_h , \quad (2.33)$$

přičemž úbytek hmotnosti paliva způsobený netěsnostmi spalovacího prostoru musí být v tomto množství již zahrnut. Přizpůsobení Vibeho zákona hoření pro různé provozní režimy motoru je řešeno změnou parametrů m , $\Delta\varphi_h$ a φ_{h0} . V odborné literatuře existuje celá řada empirických modelů, které tyto parametry upravují. Výsledné průběhy hoření podle různých autorů se však značně odlišují [82].

Při určování nových parametrů m , $\Delta\varphi_h$ a φ_{h0} se většinou vychází z referenčního stavu, u kterého jsou tyto parametry známy z měření. Ty jsou pak následně modifikovány podle schématu

$$m = m_{ref} \prod_i f(i) , \quad (2.34)$$

$$\Delta\varphi_h = \Delta\varphi_{href} \prod_i g(i) , \quad (2.35)$$

kde f a g představují korekční funkce postihující vliv provozních parametrů motoru. Počátek hoření je dán okamžikem vysokonapěťového výboje na elektrodách zapalovací svíčky a průtahem zážehu

$$\varphi_{h0} = \varphi_z + \Delta\varphi_p , \quad (2.36)$$

kde hodnota průtahu zážehu $\Delta\varphi_p$ je určována obdobným způsobem – na základě změřené referenční hodnoty a součinu korekčních empirických funkcí h

$$\Delta\varphi_p = \Delta\varphi_{pref} \prod_i h(i) . \quad (2.37)$$

Csallner [22] prováděl výzkumy na několika zážehových motorech a dospěl k následujícím funkcím postihujícím vliv otáček motoru, součinitele přebytku vzduchu, tlaku a teploty náplně válce při úhlu $\varphi = -60^\circ\text{KH}$, obsahu spalin a předstihu zážehu

$$f(n) = \frac{\frac{750}{n} + 0,625}{\frac{750}{n_{ref}} + 0,625} [1, 1/\text{min}] , \quad (2.38)$$

$$g(n) = \frac{1,33 - \frac{660}{n}}{1,33 - \frac{660}{n_{ref}}} , \quad g(\lambda) = \frac{2\lambda^2 - 3,4\lambda + 2,4}{2\lambda_{ref}^2 - 3,4\lambda_{ref} + 2,4} , \quad g(p_v) = \left(\frac{p_{v-60^\circ\text{KH}}}{p_{v-60^\circ\text{KHref}}} \right)^{-0,28} , \quad (2.39)$$

$$g(T_v) = 1,33 \frac{T_{v-60^\circ\text{KHref}}}{T_{v-60^\circ\text{KH}}} - 0,33 , \quad g(\vartheta_{spal}) = 0,237 \frac{\vartheta_{spal}}{\vartheta_{spalref}} + 0,763$$

$$h(n) = \frac{1 + \frac{400}{n} - \frac{8 \cdot 10^5}{n^2}}{1 + \frac{400}{n_{ref}} - \frac{8 \cdot 10^5}{n_{ref}^2}}, \quad h(\lambda) = \frac{2,2\lambda^2 - 3,74\lambda + 2,54}{2,2\lambda_{ref}^2 - 3,74\lambda_{ref} + 2,54}, \quad h(p_v) = \left(\frac{p_{v-60^\circ KH}}{p_{v-60^\circ KH ref}} \right)^{-0,47}. \quad (2.40)$$

$$h(T_v) = 2,16 \frac{T_{v-60^\circ KH ref}}{T_{v-60^\circ KH}} - 1,16, \quad h(\vartheta_{spal}) = 0,088 \frac{\vartheta_{spal}}{\vartheta_{spal ref}} + 0,912, \quad h(\varphi_z) = \frac{70 - \varphi_z}{70 - \varphi_{z ref}}$$

Jednotlivé korekční funkce byly zjišťovány postupně, vliv vzájemného spolupůsobení provozních parametrů byl řešen iteračně, protože ne vždy bylo možné měnit pouze jeden parametr. Průtah zážehu, resp. počátek hoření byl v tomto případě vztažen k úhlu při vyhoření 1% paliva ($x_h = 0,01$), délka hoření pak byla určena tímto úhlem a úhlem při vyhoření 95% paliva ($x_h = 0,95$), takže celková délka hoření dosazovaná do Víbeho funkce (2.30) a úhel počátku hoření při $x_h = 0$ musejí být přepočítány podle vztahů

$$\Delta\varphi_h = \frac{\Delta\varphi_{h1-95\%}}{\left[\frac{\ln(1-0,95)}{-C_1} \right]^{\frac{1}{m+1}} - \left[\frac{\ln(1-0,01)}{-C_1} \right]^{\frac{1}{m+1}}}, \quad (2.41)$$

$$\varphi_{h0} = \varphi_{h1\%} - \Delta\varphi_h \left[\frac{\ln(1-0,01)}{-C_1} \right]^{\frac{1}{m+1}}. \quad (2.42)$$

Výše uvedené korekční funkce dle Csallnera jsou platné pouze pro omezený rozsah provozních a regulačních parametrů motoru ($n = 1000 \div 4500$ 1/min, $\lambda = 0,7 \div 1,2$, $\alpha_z = 25 \div 50^\circ KH$ před HÚ, $\vartheta_{spal} < 0,1$ kg/kg). Korekční funkce popisující vliv zbytkových spalín v širším rozsahu uvádí např. Witt [82].

Obdobného principu korekčních funkcí využívají i další autoři, kteří ovšem místo parametru $\Delta\varphi_h$, resp. konce hoření, sledují hodnotu úhlu při 50% vyhoření paliva, přičemž referenční hodnoty parametrů jsou přímo určeny empirickými vztahy nebo konstantami. Theissen [76] a Hockel [36] používají k popisu parametrů Víbeho funkce místo hodnot $p_{v-60^\circ KH}$ a $T_{v-60^\circ KH}$ plnicí účinnost motoru. Hockel dokonce uvažuje pro všechny případy konstantní hodnotu parametru $m = 2,2$. Lze se setkat i s jednoduššími přístupy, kde není vůbec postižen vliv zbytkových spalín a parametry Víbeho funkce jsou dány prostými polynomičnými závislostmi [49]. Univerzálnost použití takovýchto vztahů je však značně snížena.

Vávra [80] se zabýval výzkumem vlivu provozních parametrů na průběh hoření v zážehovém motoru spalujícím chudé směsi vzduchu a zemního plynu. Při popisu vlastního průběhu hoření však nebylo využito žádné matematické funkce, ale tabulkově zadaného změřeného referenčního jednotkového průběhu zákona hoření, jehož tvar byl modifikován podle změn provozních parametrů motoru. Referenční průběh zákona hoření začínal okamžikem zážehu, ke kterému byly počítány úhlové vzdálenosti k vybraným charakteristickým bodům. Za tyto význačné body byly

vybrány okamžiky vyhoření 5% a 90% paliva a dále pak úhel při maximální rychlosti hoření. Aktuální úhlová poloha těchto bodů pro dané provozní stavy motoru pak byla upravována s využitím korekčních funkcí, podobně jako tomu bylo u parametrů Vibeho funkce. Jednotlivé korekční funkce (tzv. faktory vlivu) byly popsány polynomy 2. řádu v závislosti na relativní změně otáček motoru, součinitele přebytku vzduchu, tlaku a teploty náplně válce při úhlu $\varphi = -60^\circ \text{KH}$, obsahu zbytkových spalín a předstihu zážehu. Referenční průběh zákona hoření byl potom v daných úhlových intervalech stlačován nebo roztahován tak, aby procházel všemi třemi charakteristickými body. Škarohlíd [73] rozšířil tento způsob modelování průběhu hoření ještě o dva další charakteristické body a začlenil i vliv různého složení plynného paliva. Pro regresní určení koeficientů polynomických funkcí byla použita iterační metoda, která vede k postupnému zpřesňování výpočtu při spolupůsobení jednotlivých provozních parametrů motoru.

2.2.2 Fenomenologické modely

Většina fenomenologických modelů pro popis hoření homogenních směsí, pro které je typický deflagrační plamen, vychází z idealizovaného předpokladu, že se plamen od ohniska zážehu šíří spalovacím prostorem v "hladkých" kulových plochách. Celková velikost této plochy je vedle geometrie spalovacího prostoru závislá na okamžité vzdálenosti od jiskřiště a poloze pístu. Z toho pramení nutnost výpočtu velikosti této plochy, která se nejčastěji určuje s využitím CAD softwarů, ve kterých je spalovací prostor přímo modelován [38] nebo může být aproximována podle vybraného charakteristického tvaru (typu) spalovacího prostoru [86].

Nejjednodušší modely hoření [65] vychází z předpokladu, že spalovací prostor je rozdělen na dvě části, a sice na zónu neshořelé směsi obsahující i zbytkové plyny a na zónu produktů hoření – spalín. V samotné zóně hoření se předpokládají tak rychlé reakce, že se v ní hmota vůbec neuvažuje. Za těchto předpokladů je rychlost přenosu hmoty do zóny spalín dána hustotou vnikající směsí, velikostí hladké kulové plochy plamene S_{pl} rozdělující tyto dvě zóny a normálovou rychlostí postupu turbulentního plamene

$$\frac{dm_{zóna-spal}}{dt} = \rho_{zóna-sm} S_{pl} u_{plT} \quad (2.43)$$

Při určování rychlosti turbulentního plamene u_{plT} se lze nejčastěji setkat s dvěma přístupy [47]. Buď je tato rychlost určena prostým součtem rychlosti laminárního plamene u_{plL} a střední kvadratické rychlosti fluktuací turbulentního prostředí u' (označována též jako intenzita turbulence)

$$u_{plT} = u_{plL} + u' \quad (2.44)$$

nebo je určena součinitelem ε_{TL} vyjadřujícím poměr mezi rychlostí turbulentního a laminárního plamene

$$u_{pIT} = \varepsilon_{TL} u_{pIL} , \quad (2.45)$$

což je považováno za hodnověrnější přístup. Součinitel ε_{TL} dosahuje na počátku hoření hodnot blízkých jedné, s rostoucím poloměrem fronty plamene se zvětšuje až na hodnoty o jeden řád vyšší [9]. Je ho možné určit experimentálně pomocí inverzního modelu hoření [37] nebo výpočtovým odhadem dle některého z jednoduchých empirických vztahů [13], [47]

$$\varepsilon_{TL} = 1 + 2,05 \left(\frac{u'}{u_{pIL}} \right)^{0,7} , \quad \varepsilon_{TL} = 1 + 0,46 \left(\frac{u'}{u_{pIL}} \right) + 0,2 \left(\frac{u'}{u_{pIL}} \right)^{0,5} , \quad (2.46)$$

případně dle složitějších postupů [14]. Určení střední kvadratické rychlosti fluktuací turbulentního prostředí u' je dosti problematické, tím spíš, že její velikost má na výsledek výpočtu zásadní vliv. V nejjednodušším případě lze tuto hodnotu odhadnout jako polovinu ze střední pístové rychlosti [47]. Někteří autoři uvádí vztahy, kde hodnota u' roste se zvětšující se hustotou náplně válce, což však platí jen částečně, neboť v blízkosti horní úvrati dochází k významné disipaci turbulentní kinetické energie [17], takže reálnějších hodnot lze dosáhnout např. užitím k- ε modelu turbulence [32]. Při znalosti měrné turbulentní kinetické energie k lze potom intenzitu turbulence u' určit ze vztahu

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} k} . \quad (2.47)$$

Laminární rychlost hoření je zjistitelná experimentálně [39]. V odborné literatuře lze nalézt empirické vztahy v různých podobách, často se vychází ze vztahů dle [35]. Ty byly pro benzínovou palivovou směs pro rozsah teplot $T_{zóna-sm} = 298 \div 700$ K a tlaků $p = 0,4 \div 50$ bar dle [32] formálně upraveny tak, aby lépe zohledňovaly součinitel přebytku vzduchu a podíl zbytkových spalín v zóně hoření

$$\begin{aligned} u_{pIL} &= u_{pILref} \left(\frac{T_{zóna-sm}}{T_{ref}} \right)^{\alpha} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{\beta} (1 - 2,069_{spal\lambda=1}^{0,77}) \\ u_{pILref} &= 0,305 - 0,549 \left(\frac{1}{\lambda_{sm}} - \frac{1}{0,83} \right)^2 , \quad T_{ref} = 298 \text{ K} , \quad p_{ref} = 100 \text{ kPa} . \\ \alpha &= 2,18 - 0,8 \left(\frac{1}{\lambda_{sm}} - 1 \right) , \quad \beta = -0,16 + 0,22 \left(\frac{1}{\lambda_{sm}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (2.48)$$

Novější fenomenologické modely již zahrnují i zónu hoření, jejíž velikost je ovlivňována rychlostí postupu fronty plamene a rychlostí chemických reakcí v ní probíhajících. Chemická kinetika je zde implicitně zahrnuta v rychlosti šíření laminárního plamene. V zásadě se využívá obdobného principu vyjádřeného vztahem

(2.43), avšak vstupující směs do fronty plamene nepřechází ihned na spaliny, jako tomu bylo v předešlém případě. Takovéto modely hoření jsou v anglické literatuře označovány jako "Entrainment" modely [16], [74]. Rychlost hoření, resp. rychlost přenosu hmoty do zóny spalin je přímo úměrná okamžitému množství neshořelé směsi, které se nachází v zóně hoření

$$\frac{dm_{zóna-spal}}{dt} = \frac{m_{zóna-hoř}}{\tau}, \quad (2.49)$$

kde τ je charakteristická doba hoření. Změna množství ještě neshořelé směsi v zóně hoření je dána množstvím vnikající směsi do této zóny, které je dáno vztahem (2.43) a množstvím opouštějícím tuto zónu, které je dáno vztahem (2.49)

$$\frac{dm_{zóna-hoř}}{dt} = \rho_{zóna-sm} S_{pl} u_{plT} - \frac{m_{zóna-hoř}}{\tau}. \quad (2.50)$$

Pro charakteristickou dobu hoření τ platí vztah

$$\tau = \frac{l_T}{u_{plL}}, \quad (2.51)$$

kde turbulentní (Taylorovo) délkové měřítko l_T může být dle [17] vyjádřeno v závislosti na integrálním délkovém měřítku l_I , kinematické viskozitě ν a intenzitě turbulence u'

$$l_T = \sqrt{\frac{15 l_I \nu}{u'}}. \quad (2.52)$$

Integrální délkové měřítko l_I představuje vzdálenost největších vírů ve spalovacím prostoru, v průběhu hoření se mění a řádově se pohybuje v hodnotách $l_I = 1 \div 10$ mm. Pokud není možné tuto míru zjistit měřením nebo 3-D simulací s využitím výpočtového CFD aparátu, lze ji odhadnout jako 0,2 násobek výšky spalovacího prostoru [47].

Aby bylo možné z matematického hlediska numerický výpočet spustit, je nutné stanovit počáteční velikost čelní plochy plamene tak, aby měla nenulovou hodnotu. S počátkem hoření souvisí i průtah zážehu, který u modelů tohoto typu bývá modelován rozšířením vztahu (2.50) o činitel uplatňující se pouze v počáteční fázi po zážehu

$$\frac{dm_{zóna-hoř}}{dt} = \rho_{zóna-sm} S_{pl} u_{plT} \left(1 - e^{-A_z \frac{t_z}{\tau_{\varphi_z}}} \right) - \frac{m_{zóna-hoř}}{\tau}, \quad (2.53)$$

kde τ_{φ_z} je charakteristická doba hoření dle vztahu (2.51) v okamžiku zážehu a t_z uplynulý čas od okamžiku zážehu. Pomocí kalibrační konstanty A_z lze upravit velikost průtahu zážehu pro konkrétní podmínky. Dle [32] je dobré shody s experimentem dosahováno při volbě této konstanty v rozsahu $A_z = 1,2 \div 1,8$.

V [35] je uveden "Entrainment" model vycházející z [9], ve kterém není k popisu turbulentního plamene využito veličin u' a l_T , ale veličin označovaných jako

charakteristická rychlost a charakteristická délka, pro jejichž určení je využito empirických vztahů zjištěných na základě experimentů.

Výstupem ze všech těchto modelů je rychlost navyšování hmotnosti v zóně spalín, která obsahuje spolu s produkty hoření i zbytkové plyny. Pro výpočet rychlosti uvolňování tepla hořením je však důležitá znalost hmotnosti shořelého paliva, kterou lze získat přepočtem ze vztahu (1.10)

$$\frac{dm_{pal-h}}{d\varphi} = \frac{1 - \vartheta_{spal}}{1 + \lambda L_{vnt}} \frac{dm_{zóna-spal}}{d\varphi} \quad (2.54)$$

Nespornou výhodou fenomenologických modelů pro popis hoření je možnost predikce vlivu tvaru spalovacího prostoru, včetně umístění zapalovací svíčky. Jistou nevýhodou je však určitá nejistota při modelování turbulentního chování náplně válce, což má na výsledný průběh hoření zásadní vliv. V praxi se tento problém často řeší zaváděním kalibračních konstant upravujících intenzitu turbulence, což však nezaručuje univerzálnost použití modelu i pro jiné konstrukce motoru.

2.2.3 3-D simulace s využitím výpočtového CFD aparátu

Přestože 3-D výpočty mají díky své komplexnosti nejlepší předpoklady pro přiblížení se reálnému stavu, implementované modely hoření zatím neposkytují zcela adekvátní výsledky. Pro základní modelování hoření uhlovodíkových paliv se užívají značně zjednodušené modely vycházející z chemické kinetiky omezeného počtu reakcí. Pro popis rychlosti reakcí se obvykle vychází z Arrheniova vztahu, který však nepostihuje vliv turbulentního prostředí ve spalovacím prostoru motoru a vzhledem k "pouhému" modelování turbulence nedokáže podchytit lokální teploty a koncentrace reaktantů z mikroskopického pohledu. Alternativní přístupy vychází z předpokladu, že chemické reakce probíhají natolik rychle, že z hlediska rychlosti hoření je určujícím parametrem pouze lokální turbulentní míšení reakce schopných látek ve frontě plamene – jedná se o tzv. "Turbulent Mixing" modely používané pro popis difúzního plamene. Tzv. "Flamelet" modely pro popis deflagračního plamene předpokládají laminární rychlost plamene procházející plochou, která je zvlněna účinkem turbulentního prostředí, což prakticky vyjadřuje součinitel ε_{TL} . Lze se setkat i s implementací "Entrainment" modelu rozšířeného o kalibrační konstanty upravující vliv turbulence a charakteristické doby hoření [75].

Hlavní výhodou 3-D modelů je, že dokáží predikovat deformace čela plamene vlivem cíleně vyvolávaného víření i vlivem nehomogenity turbulentního prostředí v reálně tvarovaném spalovacím prostoru. Přesto jsou zatím především kvůli časové náročnosti výpočtu řazeny spíše mezi méně používané přístupy při modelování hoření v pístovém spalovacím motoru.

3. ZKUŠEBNÍ MOTOR A ZAŘÍZENÍ PRO ODBĚR VZORKU PLYNU

Výsledky této habilitační práce jsou v podstatě založeny na experimentálním výzkumu pístového spalovacího motoru. Příprava a úpravy motoru byly velice náročné a to jak po časové, tak i po technické stránce. V této kapitole je popsán konkrétní motor, na kterém probíhala měření a dále jsou zde popsány důležité uzly a komponenty motoru, které byly modifikovány. Na tyto úpravy je nutné při posuzování výsledků měření brát zřetel, neboť způsobují odlišnosti od motoru v původním uspořádání. V dalších kapitolách budou prezentovány výsledky měření i výpočtů na takto modifikovaném motoru, přičemž tyto úpravy nebudou znovu připomínány.

Pro úspěšné provedení všech měření bylo nutné navrhnout a zkonstruovat různá pomocná elektronická zařízení. Nejzásadnější pro zvládnutí všech experimentů byl návrh zařízení pro ovládání elektromagnetického ventilu k odběru vzorku plynu přímo ze spalovacího prostoru motoru.

3.1 Popis testovaného motoru

Předmětem experimentálních prací byl vozidlový nepřeplňovaný zážehový tříválcový motor řady EA111 vyráběný v současné době ve ŠKODA AUTO a.s. pro účely využití v celém koncernu VW. Základní parametry a geometrické rozměry válcové jednotky motoru jsou uvedeny v *Tab.3.1*.

Označení motoru	EA111.03E	Vrtání	76,5 mm
Typ motoru	4-dobý	Zdvih	86,9 mm
Palivo	BA 95 RON	Rozteč válců	82 mm
Počet válců	3	Délka ojnice	138 mm
Uspořádání válců	řadové	Kompresní poměr	10,5
Zdvihový objem	1198 cm ³	Počet sacích ventilů na válec	2
Objem jednoho válce	399 cm ³	Počet výfukových ventilů na v.	2

Tab.3.1 – Základní parametry motoru 1,2l EA111.03E.

Jedná se o motor s vnější tvorbou směsi s vícebodovým vstřikováním paliva do sacích kanálů v hlavě válců. Tlak paliva (přetlak proti atmosférickému tlaku) ve vstřikovací liště je udržován na hodnotě 400 kPa. Motor s centrálně umístěným filtrem nasávaného vzduchu je ve vozidle umístěn napříč, výfukovým potrubím po směru jízdy. Třicestný katalyzátor výfukových plynů je v těsné blízkosti hlavy válců z důvodu rychlého ohřevu na pracovní teplotu. Tento typ motoru již není vybaven externím vedením recirkulovaných výfukových plynů, jak tomu bylo u předchozí modelové řady. Vyobrazení motoru bez filtru sání je v příloze *PI*. Přestože se jedná o soudobý motor,

motor nedisponuje variabilním časováním ventilů ani sacím potrubím s proměnnou délkou. Nominální maximální točivý moment tohoto motoru je 112 Nm při 3750 1/min a jmenovitý výkon motoru je 55 kW při 5400 1/min. Skutečná vnější otáčková charakteristika motoru s uvedením korigovaných hodnot je pak uvedena v příloze P1. Časování ventilového rozvodu je uvedeno v Tab.3.2.

<i>Zdvihová křivka</i>	<i>Teoretické otevření</i>	<i>Otevření na 1 mm zdvihu</i>	<i>Zavření na 1 mm zdvihu</i>	<i>Teoretické zavření</i>
Výfuk	55°KH před DÚ	16°KH před DÚ	11°KH před HÚ	36°KH za HÚ
Sání	24°KH před HÚ	15°KH za HÚ	20°KH za DÚ	66°KH za DÚ

Tab.3.2 – Časování ventilového rozvodu motoru 1,2l EA111.03E.

Pro řízení motoru bylo využito elektronické řídicí jednotky Continental SIMOS 11 vybavené speciální elektronikou pro spojení s tzv. aplikačním systémem, který v reálném čase umožňoval změnu veličin, jakými jsou např. předstih zážehu nebo množství vstřikovaného paliva. Aplikační systém byl tvořen zařízením ETAS se softwarem INCA ver.7.1. Tento systém byl spojen s řízením brzdového stanoviště, takže všechny sledované veličiny se centrálně ukládaly na jednom místě.

3.2 Úprava motoru pro indikaci tlaku

Aby bylo možné monitorovat funkci celého motoru včetně průběhu hoření ve spalovacím prostoru, byl motor osazen odpovídajícími senzory. Pro snímání tlaku ve válci motoru byl zvolen piezoelektrický snímač tlaku integrovaný do zapalovací svíčky. První a druhý válec byl osazen snímači KISTLER 6117BFD47, třetí válec pak snímačem AVL GH13Z-24. Toto řešení lze označit jako kompromisní, protože indikační zapalovací svíčka má mírně odlišnou konstrukci jiskřiště proti svíčce originální, jak je patrné z Obr.3.1. Dříve prováděná měření však ukazují, že excentrické jiskřiště indikační zapalovací svíčky vlastní proces zapálení a následného hoření směsi nijak významně neovlivňuje.



Obr.3.1 – Srovnání mezi originální zapalovací svíčkou a svíčkami indikačními.

Předmětem výzkumů byl pouze třetí válec, který byl vybaven i ventilem pro odběr vzorku plynu. Na tomto válci byl proto použit snímač od firmy AVL, neboť z

dřívějších měření je známo, že tento snímač vykazuje proti snímačům KISTLER výrazně menší krátkodobý cyklický drift [56], [63]. Tento typ snímače tlaku je díky své konstrukci vhodný i pro termodynamickou analýzu změřeného průběhu tlaku, neboť vykazuje minimální odchylku od průběhu tlaku měřeného chlazeným piezoelektrickým snímačem [57]. Na prvním a druhém válci, které nebyly hlavním předmětem výzkumu, byly použity snímače tlaku s vyšší chybou měření. Důvodem pro takovéto uspořádání bylo i to, že snímač tlaku AVL byl k dispozici pouze jeden.

Jelikož k měření tlaku bylo užito piezoelektrických snímačů, byla k dispozici spolehlivá informace pouze o relativních změnách tlaku. Absolutní hodnota indikovaného tlaku byla zjišťována jedním ze standardních způsobů [56]. I přes to, že byl k dispozici signál absolutního tlaku v sacím potrubí, byl zvolen termodynamický způsob určování offsetu tlaku, protože vykazoval stabilnější chování, zvláště při vyšších otáčkách motoru, kdy se na měřených průbězích tlaku projevvalo mírné rušení vlivem mechanických vibrací. Výpočet offsetu tlaku vycházel z polytropické změny stavu náplně válce v průběhu kompresního zdvihu

$$\Delta p_m = \frac{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n p_{m1} - p_{m2}}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n}, \quad (3.1)$$

kde byla užita hodnota polytropického exponentu $n = 1,32$ [12]. Do vztahu (3.1) byly dosazovány hodnoty tlaku při úhlech natočení klikového hřídele 90 a 50°KH před horní úvratí s vyhlazovacím oknem 4°KH, což při užitém vzorkování 0,5°KH odpovídá střední hodnotě tlaku z 9 změřených hodnot.

Z důvodu možnosti provedení třítlaké analýzy byl na třetím válci měřen i tlak v sacím a výfukovém potrubí. Pro tento účel bylo využito piezorezistivních snímačů absolutního tlaku od firmy KISTLER. Do stěny sacího potrubí byl zabudován miniaturní snímač 4007BA5FS a do výfukového potrubí pak vodou chlazený snímač 4049A5SP22. Umístění nízkotlakých snímačů bylo voleno tak, aby byly v těsné blízkosti hlavy válců a zároveň činná plocha snímačů nebyla vystavena účinkům dynamického tlaku při proudění. Snímače samozřejmě nesměly narušovat proudění v kanálech. Konkrétní poloha nízkotlakých snímačů s vyznačením vzdálenosti od roviny připojovací příruby je vyobrazena v příloze P2. Tyto údaje jsou důležité pro prováděnou třítlakou analýzu kvůli zadání přesné polohy snímače.

Aby bylo možné vyhodnocovat průtah zážehu, bylo nezbytné mít vzájemně synchronizovaný signál průběhu tlaku ve válci motoru se signály od zapalovacích modulů, které určovaly okamžik přeskočení jiskry na elektrodách zapalovacích svíček. To bylo zajištěno přímým snímáním řídicích signálů k zapalovacím modulům, jejichž

napětíová úroveň odpovídá TTL signálu. Signál byl tedy ve tvaru pulsu, přičemž náběžná hrana určovala okamžik počátku nabíjení indukční cívky, úběžná hrana pak okamžik přeskočení jiskry na elektrodách svíčky.

Snímače tlaku byly zapojeny přes nábojové a univerzální zesilovače do akvizičního systému AVL Indimodul Gigabit 622 se softwarem IndiCom ver.2.4. Signály od zapalovacích modulů byly vedeny do akvizičního systému přímo. Veškeré podrobné informace týkající se senzorů tlaku a konfigurace zesilovačů jsou uvedeny v příloze P2.

Úhlovou základnu pro všechny měřené signály zajišťoval inkrementální snímač polohy natočení klikového hřídele od firmy AVL, který byl umístěn na předním konci hřídele na upravené řemenici pohonu vedlejších agregátů. Absolutní hodnota úhlu natočení klikového hřídele byla zjištěna pomocí identifikace horní úvrati na třetím válci. Za tímto účelem byl použit speciální kapacitní snímač horní úvrati zamontovaný místo zapalovací svíčky. Posun úhlu natočení klikového hřídele totiž významným způsobem ovlivňuje následné termodynamické analýzy změřeného průběhu tlaku [56].

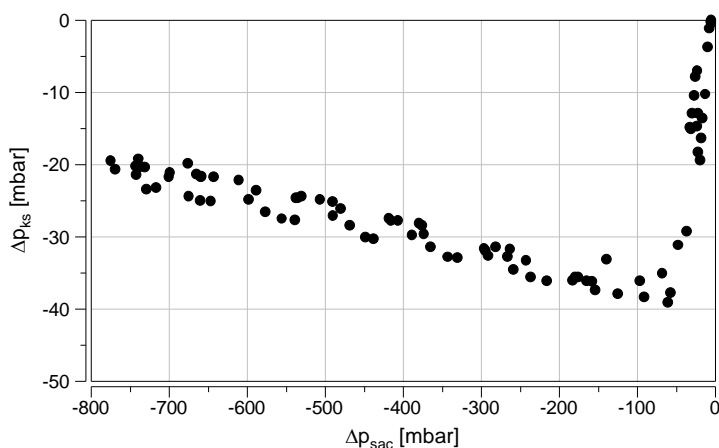
3.3 Úprava motoru pro vnější recirkulaci výfukových plynů

Aby bylo možné v dostatečném rozsahu zhodnotit vliv množství zbytkových spalin ve válci motoru na průtah zážehu a průběh vlastního hoření, což je hlavní cíl této práce, bylo nutné motor dodatečně vybavit systémem pro vnější vedení recirkulovaných výfukových plynů. Přestože původní koncepce tohoto motoru byla vybavena tímto systémem, současná hlava válců již jednoduchou aplikaci tohoto systému neumožňovala. Z toho důvodu bylo vytvořeno náhradní laboratorní řešení, které spočívalo ve využití šroubení pro chlazený snímač tlaku ve výfukovém potrubí. Snímač tlaku byl pro vybrané experimenty nahrazen ocelovým vedením o vnitřním průměru 6 mm vedoucím k elektromagnetickému ventilu, tzv. EGR ventilu, který řídil množství recirkulovaných plynů. Ty byly následně vedeny do sacího potrubí pod škrticí klapku do místa, kde je standardně zapojen přívod odvětrání palivové nádrže. Ocelové vedení bylo navrženo tak, aby se dalo zajistit ochlazení recirkulovaných plynů pomocným ventilátorem na teploty pod 140°C kvůli materiálu sacího potrubí (polyamid s 30% skelných vláken). Umístění EGR ventilu a externího vedení recirkulovaných výfukových plynů na motoru instalovaném na brzdovém stanovišti je vyobrazeno v příloze P1. Elektromechanický EGR ventil byl řízen ručně, prostřednictvím elektronického zpětnovazebního obvodu, který generoval pulsní šířkově modulovaný signál (PWM signál). Napětíová úroveň "silového" PWM signálu byla 12V s nosnou frekvencí 150 Hz. Aby bylo možné dosáhnout vyššího stupně recirkulace výfukových plynů i v režimech, kdy není v sacím potrubí dostatečný

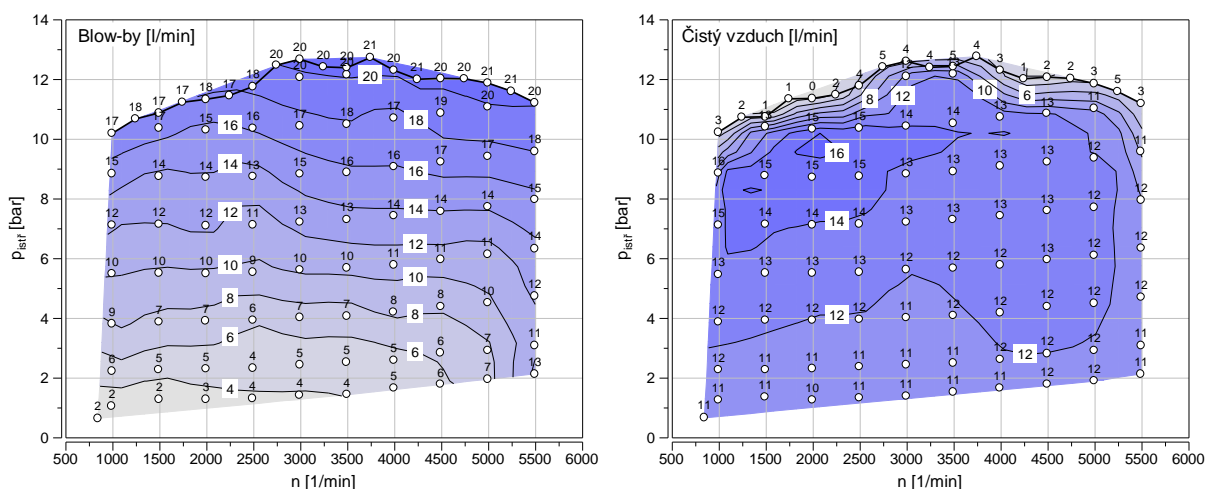
podtlak, resp. je nízký tlakový spád na EGR ventilu, byla do výfukového traktu mezi první a druhý tlumič vložena klapková přívěra. Tato elektronicky ovládaná klapka byla řízena přímo z ovládacího pracoviště a zajišťovala požadovaný nárůst tlaku ve výfukovém potrubí.

3.4 Úprava odvětrání klikové skříně motoru

Použitý motor je standardně vybaven systémem odvětrání klikové skříně s prosáváním čistého vzduchu, aby se minimalizovalo riziko hromadění těžkých palivových frakcí v oleji a riziko kondenzace vodní páry při studených startech motoru. Prosávání klikové skříně čistým vzduchem je zajištěno udržováním podtlaku v klikové skříně motoru připojením jejího odvětrání do sacího potrubí přes regulační tlakový ventil. Ten udržuje podtlak v klikové skříně v požadovaných mezích v závislosti na podtlaku v sacím potrubí, jak je graficky uvedeno na *Obr.3.2*.



Obr.3.2 – Závislost podtlaku v klikové skříně na podtlaku v sacím potrubí v režimech úplné charakteristiky motoru.



Obr.3.3 – Průtok blow-by plynů a čistého prosávaného vzduchu klikovou skříní motoru v závislosti na středním indikovaném tlaku a otáčkách motoru – úplná charakteristika motoru.

Čistý vzduch je do klikové skříně přiváděn z prostoru za vzduchovým filtrem přes zpětný ventil do vstupního otvoru ve ventilovém víku nad sacím vačkovým hřídelem. Blow-by plyny, vyskytující se obvykle v množství, které odpovídá zhruba 1% náplně válce, jsou tvořeny čistým vzduchem, palivovými parami a spaliny [54]. Konkrétní hodnoty průtoku blow-by plynů a prosávaného čistého vzduchu tohoto vyšetřovaného motoru jsou uvedeny v grafech na *Obr.3.3*. Jedná se o hodnoty objemového průtoku vztažené na standardní podmínky, tj. tlak 101,3 kPa a teplotu 298 K.



Pro účely experimentálních výzkumů na tomto motoru nebylo vhodné, aby se odvětrávané blow-by plyny vracely zpět do sacího potrubí a následně byly součástí náplně válce motoru. Při posuzování obsahu zbytkových spalin je výhodnější zamezit zpětnému vedení blow-by plynů do sání motoru, aby bylo jednoznačné, že spaliny ve válci motoru po skončení výměny náplně válce pochází pouze z předchozího pracovního cyklu. Rovněž tak určení množství nasáté čerstvé směsi do válce motoru není zbytečně komplikováno vnitřní recirkulací nespálené směsi obsažené v odvětrávaných plynech z klikové skříně motoru. Z těchto důvodů byl zaslepen přívod čistého vzduchu do klikové skříně a její odvětrání bylo vyvedeno do okolní atmosféry.

3.5 Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu

Jedním z cílů této práce je i posouzení alternativních přístupů pro výpočet množství zbytkových spalin. Aby bylo možné posoudit správnost výsledku, je nutné znát skutečnou hodnotu, tzv. referenci. Za tímto účelem byl upraven spalovací prostor třetího válce pro odběr vzorku plynu. Vlastní odběr byl zajištěn pomocí elektromagnetického ventilu původně určeného pro přímý vstřik benzínového paliva. Instalace tohoto ventilu však byla poměrně komplikovaná. Jediným možným místem v hlavě válců byl prostor na třetím válci ze strany setrvačníku. Přístup do spalovacího prostoru byl ale možný pouze přes vodní chladicí prostor. Pro instalaci odběrného elektromagnetického ventilu muselo být do hlavy válců nejprve zalisováno duralové pouzdro, které bylo následně obrobena. Vyobrazení upravené hlavy válců včetně výrobních skic je uvedeno v příloze *P5*. Navzdory konstrukčním obtížím se podařilo zajistit velice příznivé vyústění vlastní odběrné trysky tak, aby ventil nenarušoval původní tvar spalovacího prostoru. Při ukotvení odběrného ventilu do hlavy válců byl kladen důraz na zajištění co možná největšího přestupu tepla mezi ventilem a chlazenou hlavou válců. V tomto provedení nebyl totiž ventil chlazen palivem tak, jak je tomu při původním způsobu použití. Dostatečný přestup tepla byl zajištěn intenzivním kontaktem mezi tělesem ventilu a materiálem hlavy válců. Odběrný ventil byl v hlavě válců upevněn robustním přitlačným mechanismem, který byl součástí příruby nahrazující původní termostatovou skříňku – viz příloha *P5*.

3.5.1 Elektromagnetický ventil pro odběr vzorku plynu

Jako odběrný ventil vzorku plynu ze spalovacího prostoru byl zvolen elektromagnetický ventil, který je původně určen pro přímý vstřik benzínového paliva. Uzavírací jehla ventilu je vtahována do elektromagnetického pole cívky napájené stejnosměrným napětím 12 V. Hlavními požadavky na ventil byly robustnost konstrukce ventilu, jeho rozebíratelnost, možnost snadného upevnění a zajištění dostatečného přestupu tepla mezi ventilem a hlavou válců kvůli chlazení ventilu. Těmto požadavkům vyhovují dva typy vstřikovacích ventilů od firmy BOSCH uvedené v *Tab.3.3*, jejichž vnější funkční rozměry jsou identické. Dostatečné chlazení ventilu bylo velice důležité, neboť těleso ventilu se ohřívá jednak od odebíraného teplého vzorku plynu a jednak průchodem elektrického proudu vinutím elektromagnetu.

Označení ventilu	03C 906 036 A	06D 133 036 D
Celkové vyobrazení		
Detail trysky		

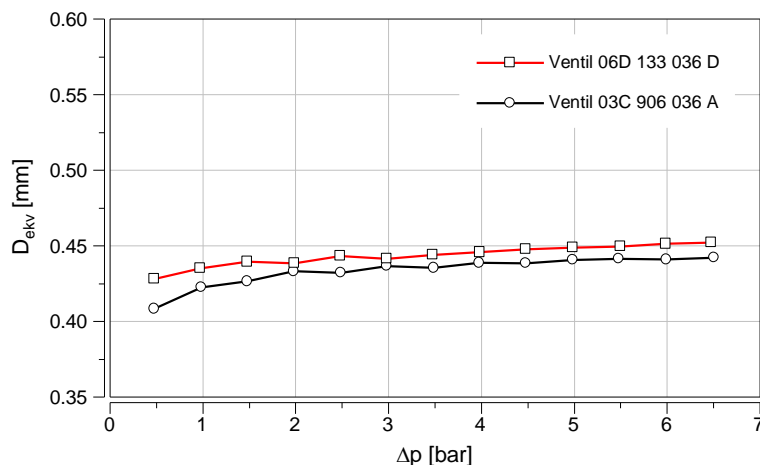
Tab.3.3 – Elektromagnetické ventily BOSCH vhodné pro odběr vzorku plynu.

Pro další posouzení vhodnosti těchto vybraných ventilů bylo nutné provést měření za účelem zjištění ekvivalentního efektivního průřezu trysky v otevřeném stavu. Za tímto účelem byla postavena jednoduchá aerodynamická trať sestávající ze snímače objemového průtoku a snímačů tlaku před a za tryskou ventilu. Hmotnostní tok tryskou byl vypočítán ze změřeného objemového průtoku s využitím stavové rovnice ideálního plynu. Jako testovací médium byl užit stlačený suchý vzduch, takže Poissonova konstanta byla volena $\kappa = 1,4$ a plynová konstanta $r = 287,1 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Efektivní průřez trysky μS_t byl pak vypočítán ze Saint-Venantova vztahu (2.4) pro průtok stlačitelné tekutiny se zohledněním podkritického i nadkritického proudění. Pro lepší představu byl vypočtený efektivní průřez trysky přepočítán na ekvivalentní průměr otvoru trysky dle vztahu

$$D_{ekv} = \sqrt{\frac{4\mu S_t}{\pi}} \quad (3.2)$$

Výsledky měření ekvivalentních průměrů trysek obou vybraných ventilů jsou uvedeny na *Obr.3.4*. Geometrický průměr otvorů trysek obou ventilů je 0,5 mm, přesto ventil

06D 133 036 D vykazuje vyšší průtočnost díky přímému kratšímu kanálku, jak je patrné z obrázků v *Tab.3.3*.



Obr.3.4 – Ekvivalentní průměry trysek ventilů v závislosti na tlakovém spádu na ventilu.

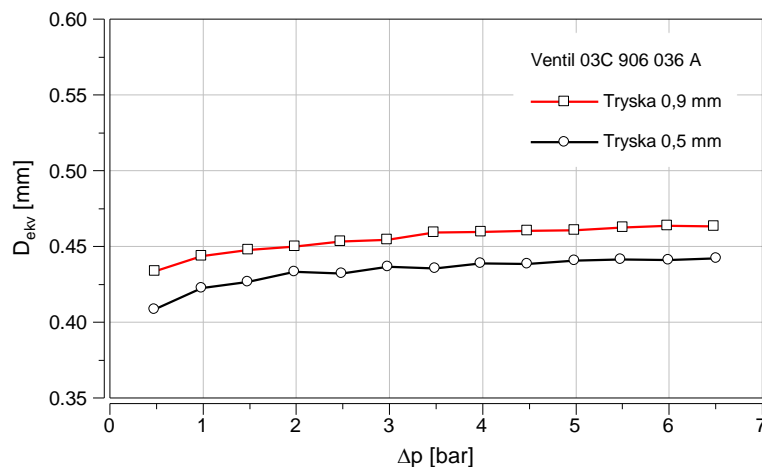
V době provádění měření byly k dispozici pouze použité ventily 06D 133 036 D, u kterých nebyla jistota v plně funkčním těsnícím kroužku. Proto se přistoupilo k úpravě ventilu 03C 906 036 A. Úprava spočívala ve zkrácení kanálku na délku 1,4 mm zbrúšením kulovitého výběžku a v následném zvětšení otvoru trysky na průměr 0,9 mm, ovšem centrálně umístěného v ose trysky. Tento průměr je hraniční, při větším průměru by už byla příliš zasažena dosedací plocha sedla uzavírací jehly. Vyobrazení původní a upravené trysky je v detailu uvedeno na *Obr.3.5*.



Obr.3.5 – Úprava trysky ventilu 03C 906 036 A: vlevo tryska před úpravou s průměrem otvoru 0,5 mm, vpravo po úpravě s průměrem otvoru 0,9 mm.

Vlastní tryska je vyrobena z tvrdého materiálu, takže zvětšení otvoru muselo být provedeno technologií elektrického vyjiskřování. Touto úpravou se dosáhlo zvětšení průtočnosti trysky, avšak ne tak významné, jak se očekávalo s ohledem na nový průměr otvoru. Měřením bylo zjištěno, že omezujícím faktorem je zdvih uzavírací jehly. Porovnání změřeného ekvivalentního průměru trysky ventilu před a po úpravě je uvedeno na *Obr.3.6*. Z uvedeného porovnání je patrné, že došlo jen k mírnému zvětšení průtočnosti proti ventilu 06D 133 036 D, ale zvětšil se poměr mezi průměrem a délkou kanálku trysky, takže za provozu lze očekávat lepší výplach kanálku v průběhu procesu výměny náplně válce. Nutno však poznamenat, že kanálek je tak

malý, že i kdyby k jeho výplachu vůbec nedocházelo, odebíraný vzorek plynu by byl kontaminován pouze o dva řády menším množstvím plynu.



Obr.3.6 – Ekvivalentní průměr trysky ventilu 03C 906 036 A před úpravou s průměrem otvoru 0,5 mm a po úpravě s průměrem otvoru 0,9 mm.

Pro potřeby odběru vzorku plynu bylo ještě nutné upravit vnitřní část ventilu. Standardně je totiž uvnitř ventilu plastové sítko pro zabránění vstupu nečistot z benzínu do sedla trysky. Toto plastové sítko bylo odstraněno. Odebíraný vzorek plynu se pro následnou analýzu odváděl z ventilu teflonovou hadičkou. Vyobrazení ventilu s nasazenou koncovkou pro připojení odběrné hadičky je uvedeno v příloze P5.

3.5.2 Řízení elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu

Cílem provedených úprav na hlavě válců bylo zjištění složení náplně válce na konci kompresního zdvihu před vysokonapěťovým výbojem na elektrodách zapalovací svíčky. Aby bylo technicky možné analyzovat obsah válce, bylo nutné odebírat určité množství reprezentativního vzorku plynu ve správném okamžiku (po určitou dobu). Situace na tomto konkrétním motoru s vnější tvorbou směsi dovoluje předpokládat, že náplň válce je již v pozdější fázi kompresního zdvihu homogenní. Odběr vzorku plynu probíhal periodicky ve zvoleném úhlovém okně a analyzovaný plyn byl tedy tvořen posloupností jednotlivých odběrů z několika po sobě následujících pracovních cyklů motoru. Tento způsob odběru vzorku plynu lze tudíž aplikovat pouze při stacionárním provozu motoru v ustáleném stavu. Volba odběrného úhlového okna je v zásadě ovlivněna dvěma hlavními aspekty:

- Odběr plynu musí začít až po uzavření sacích ventilů, raději však později, aby bylo pro homogenizaci obsahu náplně válce více času. To je důležité zvláště při nízkých zatíženích motoru, kdy je podíl zbytkových spalín ve válci motoru vysoký a lze očekávat vyšší stupeň nehomogenity náplně válce [35].

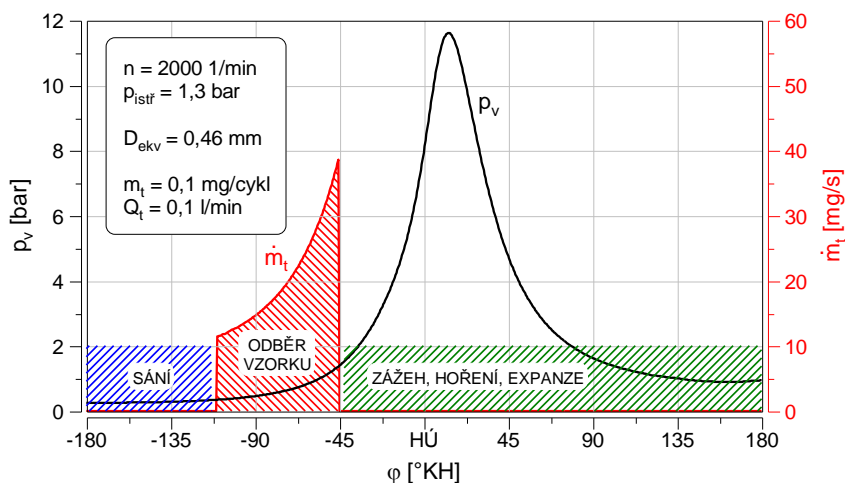
- Odběr plynu musí skončit před přeskokem jiskry na zapalovací svíčke, raději však dříve, neboť teplota odebíraného plynu v pozdější fázi komprese je již příliš vysoká a zatěžovala by tak těleso ventilu. To platí zvláště pro vyšší zatížení motoru.

Z těchto důvodů byl navržen elektrický řídicí obvod, který umožňoval libovolně měnit okamžik a délku odběru vzorku plynu. Celkové vnější i vnitřní vyobrazení zhotoveného zařízení je uvedeno v příloze P6. Toto zařízení vyžaduje zavedení dvou vstupních signálů s napětíovou úrovní TTL. Prvním signálem je pulsní signál odpovídající otáčení klikového hřídele s frekvencí jeden puls na jeden °KH, tedy 360 pulsů na otáčku. Druhým signálem je spouštěcí (tzv. triggerovací) signál s frekvencí jeden puls na otáčku motoru. Tyto dva signály byly získávány úpravou signálu ze systémového Hallova snímače otáček na setrvačnicku. Signál ze systémového snímače otáček však není rovnoměrný, ale je tvořen 58 pulsy a dvěma mezerami, což je dáno rozložením zubů a mezer na značkovacím kotouči v provedení, které se obvykle označuje jako "60-2". Tento nerovnoměrný signál byl konvertován do dvou žádaných signálů pomocí komerčně dostupného konvertoru od firmy AVL s označením Crank Angle Calculator 3069A02. Na ovládacím panelu navrženého zařízení je možné číslicovým ovladačem měnit požadovanou polohu a dobu otevření odběrného ventilu přímo ve stupních otočení klikového hřídele. Z důvodu kontroly nad funkcí ventilu je zařízení vybaveno ještě výstupem kontrolního řídicího signálu pro ventil. Po zavedení tohoto signálu do akvizičního zařízení je pak možné vizuálně sledovat okamžik otevření odběrného ventilu spolu s průběhem indikovaného tlaku. Teprve po kontrole správnosti načasování odběru vzorku plynu pak může uživatel aktivovat funkci periodického otevírání ventilu pomocí vypínače na předním panelu zařízení. Zvolený elektromagnetický ventil je ovládán stejnosměrným napětím 12 až 14,5 V. Odpor vinutí cívky elektromagnetického ventilu je 1 Ω , takže řídicí elektronika musí být zakončena výkonovým členem zvládajícím vyšší proudovou zátěž. Navržený elektronický obvod není vybaven "inteligentním" obvodem zajišťujícím rychlé otevření ventilu počátečním průchodem vyššího elektrického proudu s následným snížením na úroveň, která je nutná pro udržení jehly ventilu v otevřeném stavu [21]. Z toho důvodu se dá očekávat vyšší tepelné zatížení ventilu, takže muselo být zajištěno jeho dostatečné chlazení odvodem tepla do vodou chlazené části hlavy válců.

S rostoucími otáčkami motoru nabývá na významu fáze uzavírání odběrného ventilu. Pokusnými měřeními bylo zjištěno, že po přerušení dodávky elektrického proudu k cívce elektromagnetického ventilu je nutné počítat ještě s časem cca 1 ms, po který se uzavírací jehla vrací zpět do sedla trysky. Přesná hodnota tohoto zpoždění je závislá na tlaku ve válci motoru, takže s rostoucím zatížením motoru se tato doba prodlužuje. Podobně se uplatňuje i tzv. "mrtvá doba" pro otevření ventilu. S rostoucími

otáčkami motoru se tedy posouvá úhlové pásmo, ve kterém je možné elektricky ovládat odběrný ventil. Při prováděných měřeních však pro jistotu nebyl okamžik elektrického otevření odběrného ventilu nikdy nastaven před uzavřením sacích ventilů.

Vzhledem k velmi malému otvoru odběrné trysky hrozí nebezpečí, že průtok vzorku plynu nebude pro jeho analýzu dostatečný. Běžně používané analyzátory totiž pro správnou funkci potřebují určitý minimální průtok analyzovaného plynu. V tomto případě byl použit analyzátor HORIBA MEXA 7100-DEGR, jehož součástí je i jednotka určená pro měření množství recirkulovaných výfukových plynů (EGR) prostřednictvím měření objemových podílů CO_2 v sacím potrubí motoru. Tato jednotka je vybavena vývěvou, která je schopna vytvořit v odběrné větvi absolutní tlak 10 kPa, objemový průtok analyzovaného plynu se běžně pohybuje okolo 1,5 l/min při standardních podmínkách. Při znalosti ekvivalentního průměru trysky ventilu je možné provést simulační výpočet pro odhad průtoku tryskou při odběru vzorku plynu za provozu motoru. Z hlediska nedostatečného průtoku vzorku plynu je nejrizikovějším režimem nízké zatížení motoru s vysokým předstihem zážehu, protože ve využitelném úhlovém pásmu je k dispozici malý tlakový spád na ventilu. Pro simulaci byl použit záznam indikovaného tlaku při otáčkách motoru $n = 2000$ 1/min a středním indikovaném tlaku $p_{\text{istř}} = 1,3$ bar. Střední teplota náplně válce i její termodynamické vlastnosti byly zjištěny pomocí softwarového nástroje pro analýzu změřeného tlaku [58], který bude popsán dále. Pro výpočet hmotnostního toku odběrným ventilem s ekvivalentním průměrem trysky 0,46 mm bylo užito výpočtových vztahů (2.4). Výsledek výpočtu je uveden v grafické podobě na Obr.3.7, kde jsou vyznačeny i "zakázané" oblasti, do kterých odběr vzorku plynu nesmí v žádném případě zasahovat.



Obr.3.7 – Okamžitý průtok odběrnou tryskou v režimu velmi nízkého zatížení motoru.

Z vyznačeného průběhu okamžitého hmotnostního průtoku plynu přes odběrný ventil je patrné, že největší průtok je logicky dosahován na konci odběru vzorku plynu, což je

výhodné, neboť v pozdějších fázích odběru jsou jednotlivé složky náplně válce vzájemně více promíseny. Během jednoho pracovního cyklu se při tomto režimu motoru odebere z válce 0,1 mg plynu, což představuje 0,1% z celkové hmotnosti náplně válce. Množství odebraného plynu je tedy tak malé, že pracovní cyklus motoru není prakticky nijak ovlivněn. Na druhou stranu, výsledný celkový střední objemový průtok přepočtený na standardní podmínky vychází pro tento případ 0,1 l/min, což je 15-krát méně než je běžný průtok plynu do analyzátoru. Použitý typ analyzátoru sice indikuje chybu při nízkém průtoku plynu, avšak vlastní analýza vzorku je technicky možná. Disproporce v průtocích a přizpůsobení analyzátoru na tyto podmínky bylo vyřešeno tím, že kalibrace analyzátoru probíhala s kalibračním plynem při úmyslně redukováném průtoku na 0,2 l/min. Tím se dosáhlo srovnatelných podmínek jak při kalibraci, tak i při vlastním měření.

Řadou ověřovacích měření bylo zjištěno, že okamžik otevření odběrného ventilu (samozřejmě mimo "zakázané" oblasti) nijak neovlivňuje změřené hodnoty objemových podílů CO_2 , čímž se potvrdil původní předpoklad homogenního rozložení směsi a spalin ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu. Okamžik otevření odběrného ventilu musel být volen individuálně se zřetelem na aktuální předstih zážehu. Příliš dlouhá doba otevření ventilu (zasahující do oblasti hoření) byla velice snadno identifikovatelná z časového průběhu měřených okamžitých hodnot podílu CO_2 v odebíraném vzorku plynu. Pokud byl zvolený okamžik otevření ventilu korektní, časový průběh měřeného podílu CO_2 nevykazoval žádné fluktuace, v opačném případě byl značně nestabilní a podíly CO_2 dosahovaly vyšších hodnot.

4. USPOŘÁDÁNÍ MĚŘÍCIHO STANOVISTĚ

Při experimentálních pracích byl vyšetřovaný motor umístěn na brzdovém stanovišti vybaveném vířivým dynamometrem o maximálním brzděném výkonu 240 kW. Okolní prostor motoru byl temperován na teplotu 25°C. Teplota a vlhkost nasávaného vzduchu do sacího traktu motoru byla regulována nezávisle na teplotě okolí na 25°C a 50% relativní vlhkosti. Kvůli úpravě hlavy válců pro odběr vzorku plynu bylo nutné nahradit původní termostatovou skříňku náhradou, která však neobsahovala vlastní regulační termostat. Pro účely měření na brzdovém stanovišti to však nebylo nijak na závalu, neboť zde byl k dispozici systém regulace teploty chladicí kapaliny dle zvoleného požadavku. Při všech prováděných měřeních byla teplota chladicí kapaliny na vstupu do motoru regulována na hodnotu 88°C. Pro analýzu výfukových plynů byl použit standardní analyzátor HORIBA MEXA 7100-DEGR měřící objemové podíly vybraných složek. Detailnější popis přístroje včetně specifikace kalibračních plynů je uveden v příloze P3. Vzorek plynu odebíraný ze spalovacího prostoru byl analyzován v doplňkovém CO₂ analyzátoru, který je původně určený pro měření podílu recirkulovaných výfukových plynů (EGR) v sacím potrubí.

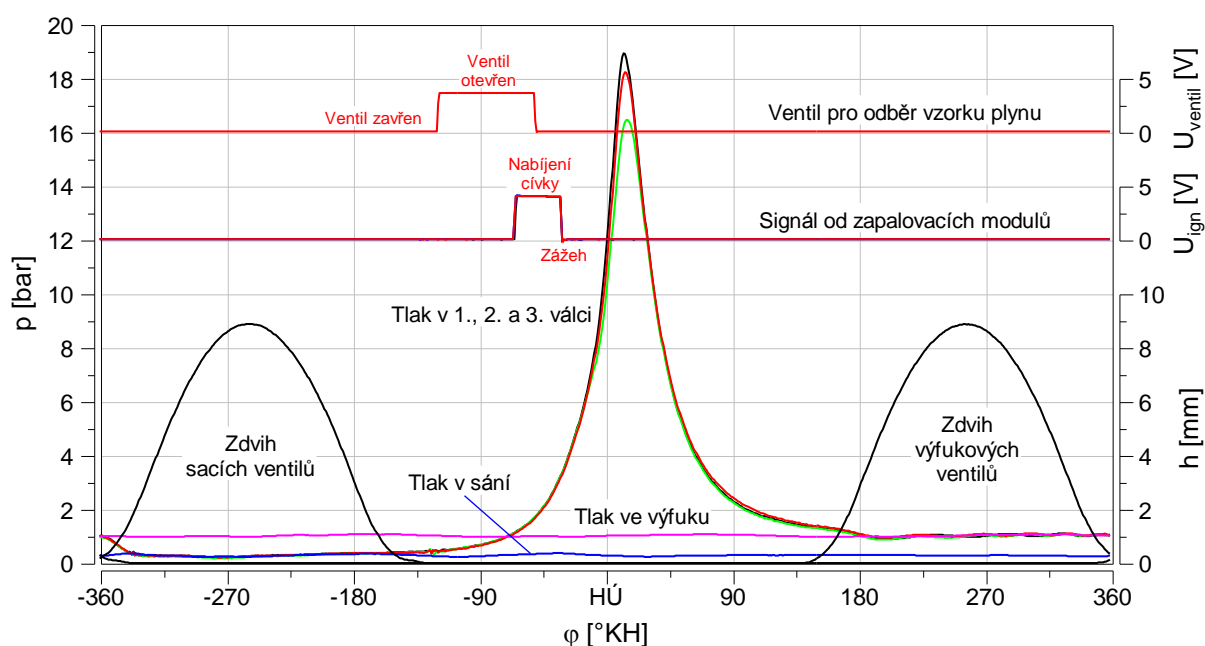
Celé brzdové stanoviště bylo řízeno systémem AVL Puma Open, který zajišťoval předem naprogramovaný automatický běh motoru ve vybraných provozních režimech včetně bezpečnostního hlídání provozu motoru. Všechna měřená data byla centrálně sbírána, průměrována a ukládána tímto systémem. Jednalo se o následující skupiny veličin:

- Vlastnosti okolního prostředí
- Otáčky a zatížení motoru
- Spotřeba paliva a průtoky médií
- Teplota a tlak médií
- Výsledky analýzy plynů
- Vybrané veličiny z indikace motoru
- Vybrané veličiny ze systému řízení motoru (z řídicí jednotky motoru)
- Počítané veličiny z veličin měřených

Před každým měřicím krokem probíhala fáze stabilizace, která trvala minimálně 80 s v závislosti na režimu motoru. Konkrétní délka této fáze byla určena dobou nutnou pro transport odebíraného vzorku plynu z válce motoru k vlastnímu analyzátoru. Následovala fáze sběru a průměrování měřených hodnot v délce trvání 30 s. Všechna připojená zařízení obousměrně komunikovala s řídicím systémem ovládání brzdového stanoviště, takže proces stabilizace a měření byl plně synchronizován. Přes připojený aplikační systém (software INCA) k elektronické řídicí jednotce motoru byly nastavovány požadované hodnoty předstihu zážehu, součinitele

přebytku vzduchu a dalších veličin dle účelu měření. Graficky je pro přehlednost celý systém uveden v příloze P4.

Akviziční systém pro indikaci motoru v reálném čase monitoroval vedle měřených průběhů tlaku i signál od zapalovacích modulů, tedy okamžik přeskoğu jiskry na elektrodách jednotlivých zapalovacích svíček. Dále zde byl k dispozici kontrolní elektrický signál ovládající otevření elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu z válce motoru. Všechny tyto signály byly tedy vzájemně synchronizovány. Na Obr.4.1 je uveden příklad zobrazení úhlového průběhu zmíněných veličin včetně zdvihových křivek ventilů. Úhel okamžiku zavření sacích ventilů a okamžik přeskoğu jiskry na zapalovací svíčce ohraničují úhlový interval, v němž je možné otevírat odběrný ventil.



Obr.4.1 – Příklad zobrazení úhlového záznamu měřených veličin akvizičním systémem pro indikaci motoru, $n = 3000 \text{ 1/min}$, $p_{istř} = 2,4 \text{ bar}$.

5. VÝPOČTOVÉ VZTAHY PRO ANALÝZU VZORKU PLYNU

Cílem měření bylo určit množství zbytkových spalín ve válci motoru z předchozího pracovního cyklu na základě analýzy vzorku plynu odebíraného z válce motoru v průběhu kompresního zdvihu. Jelikož se jedná o určení množství spalín, musí být jejich složení známo, neboť slouží jako reference. Tyto referenční spaliny byly odebírány z výfukového potrubí ještě před vstupem do třicestného katalyzátoru výfukových plynů, aby ve spalínách nedocházelo ke změně složení proti stavu ve válci motoru na konci výfukového zdvihu. Zde jsou teploty spalín již hodně pod hranicí 1600 K, takže rychlost probíhajících reakcí je už natolik nízká, že můžeme hovořit o tzv. zamrznutí reakcí [35]. Při odběru vzorku plynu z výfukového potrubí bylo s výhodou využito skutečnosti, že u testovaného motoru nedochází k proplachu spalovacího prostoru, takže výfukové plyny nejsou "kontaminovány" proplachovacím vzduchem nebo palivovou směsí.

Za hlavní ukazatel přítomnosti spalín je možné považovat oxid uhličitý CO_2 , jakožto produkt dokonalé oxidace uhlovodíkového paliva, neboť obsah CO_2 ve vzduchu je velice malý. Teoreticky je možné vycházet i z jiných látek, které nejsou ve vzduchu příliš zastoupeny (např. CO , NO_x , H_2), avšak jejich koncentrace ve spalínách nejsou příliš vysoké, takže lze očekávat relativně velkou chybu měření. Na druhou stranu, lze vycházet i z obsahu kyslíku O_2 , jakožto představitele čerstvé směsi, protože ve spalínách je O_2 jen minimálně zastoupen (v závislosti především na součiniteli přebytku vzduchu λ).

V náplni válce motoru se mohou vyskytovat tři plynné složky: vlhký vzduch, palivové páry a vlhké spaliny. Vlhký vzduch i spaliny obsahují CO_2 , O_2 i H_2O , navzájem se mísí a podílejí se tak na výsledné koncentraci těchto látek. Palivové páry se na celkové bilanci těchto látek přímo nepodílí. Aby bylo možné vyjádřit příspěvky od jednotlivých složek, je nutné nejprve uvést výpočtové vztahy pro stanovení objemových podílů CO_2 , O_2 a H_2O ve vlhkém vzduchu a ve spalínách (ve výfukových plynech). Pro analýzu odebíraného vzorku plynu (z válce motoru i z výfukového potrubí) byl použit standardní analyzátor výfukových plynů, který stejně tak jako většina běžně užívaných přístrojů tohoto typu využívá pro měření podílu CO_2 NDIR detektor a pro podíly O_2 MPA (Magneto-Pneumatic Analyzer) analyzátor. Oběma těmito detektory však předchází chladič, resp. kondenzátor, kterým prochází měřený vzorek plynu. V kondenzátoru dochází k výraznému snížení absolutní vlhkosti v měřeném vzorku plynu, aby přítomnost molekul vody negativním způsobem neovlivňovala výsledek měření. To znamená, že tyto analyzátory poskytují informaci o složení "suchého" vzorku plynu, takže změřené hodnoty objemových podílů CO_2 a O_2 musí být přepočítány na stav před vysoušením.

5.1 Složení vlhkého vzduchu

Objemový podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu lze při uvažování ideálního plynu vyjádřit podílem parciálního tlaku vodních par ku tlaku atmosférickému, což jsou v laboratořích běžně měřené veličiny

$$y_{H_2O}^{vzd} = \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} \quad (5.1)$$

Co se týče objemového podílu CO_2 , je výhodné vycházet z podílu v suchém vzduchu, ve kterém je tato hodnota konstantní. Tento podíl lze změřit přímo používaným analyzátozem. Běžný NDIR analyzátor CO_2 poskytuje hodnotu koncentrace po vysoušení v předřazeném kondenzátoru $y_{CO_2}^{vzd*}$, takže je nutné objemový podíl CO_2 v suchém vzduchu dopočítat podle vztahu

$$y_{CO_2}^{svzd} = \frac{y_{CO_2}^{vzd*}}{1 - y_{H_2O}^*} \quad (5.2)$$

kde hodnoty označené * představují objemové podíly po vysoušení. Hodnota $y_{H_2O}^*$ je dána pouze tlakem p^* a teplotou t^* v kondenzátoru, která určuje parciální tlak nasycených vodních par (tedy 100% vlhkost při právě dokončeném procesu vysoušení)

$$y_{H_2O}^* = \frac{p_{H_2O}(t^*)}{p^*} \quad (5.3)$$

Teplota v kondenzátoru se u většiny používaných analyzátorů pohybuje kolem 5°C. Tlak nasycených vodních par lze aproximovat polynomem pátého řádu

$$p_{H_2O}(t^*) = 6,1075 + 0,44492 t^* + 0,014197 t^{*2} + 2,7043 \cdot 10^{-4} t^{*3} + 2,7648 \cdot 10^{-6} t^{*4} + 2,69 \cdot 10^{-8} t^{*5} \quad [\text{mbar}, ^\circ\text{C}] \quad (5.4)$$

Při velmi nízké vlhkosti vzduchu, kdy $y_{H_2O}^{vzd} < y_{H_2O}^*$, musí být za $y_{H_2O}^*$ dosazován objemový podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu. Objemový podíl CO_2 ve vlhkém vzduchu je ovlivněn množstvím přítomné vodní páry dle vztahu

$$y_{CO_2}^{vzd} = y_{CO_2}^{svzd} (1 - y_{H_2O}^{vzd}) \quad (5.5)$$

Obdobným způsobem je nutné určit i obsah O_2 ve vlhkém vzduchu. Pro minimalizaci chyb výpočtu je výhodnější nevycházet z obecně známé hodnoty, ale přímo měřit obsah O_2 ve vzduchu stejným analyzátozem, jaký je užit pro vlastní analýzu zkoumaného vzorku plynu. Ze změřeného objemového podílu O_2 ve vzorku vzduchu po vysoušení lze vypočítat podíl O_2 v suchém vzduchu dle vztahu

$$y_{O_2}^{svzd} = \frac{y_{O_2}^{vzd*}}{1 - y_{H_2O}^*} \quad (5.6)$$

Opět, jako v předchozím případě, musí být za $y_{H_2O}^*$ dosazována hodnota $\min(y_{H_2O}^*, y_{H_2O}^{vzd})$. Pro objemový podíl O_2 ve vlhkém vzduchu platí analogicky k

předchozímu případu vztah

$$y_{O_2}^{vzd} = y_{O_2}^{svzd} (1 - y_{H_2O}^{vzd}) . \quad (5.7)$$

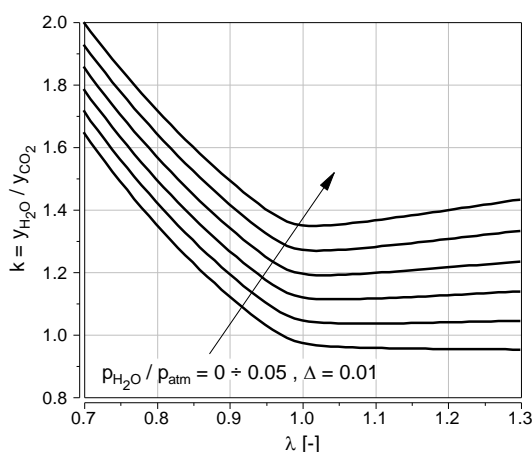
5.2 Složení vlhkých spalin

Z rozboru složení spalin pro různá paliva vyplývá, že poměr objemových podílů H_2O/CO_2 je prakticky závislý pouze na součiniteli přebytku vzduchu λ a na vlhkosti spalovaného vzduchu, kterou lze vyjádřit poměrem parciálního tlaku vodních par ku tlaku atmosférickému dle (5.1). Vliv otáček, zatížení a seřízení motoru nemá na poměr H_2O/CO_2 významný vliv. Pro potřeby této analýzy byly provedeny výpočty na bázi chemické kinetiky s uvažováním rovnovážného složení produktů hoření. Rovnovážné složení spalin s uvažováním disociace lze popsat rovnovážnými konstantami

$$K_p^I = \frac{(y_{CO}^{spal})^2 y_{O_2}^{spal}}{(y_{CO_2}^{spal})^2} p , \quad (5.8)$$

$$K_p^{III} = \frac{y_{CO}^{spal} y_{H_2O}^{spal}}{y_{CO_2}^{spal} y_{H_2}^{spal}} . \quad (5.9)$$

Výpočty byly provedeny pro benzínovou palivovou směs o ekvivalentním složení $C_{7,76}H_{14,67}O_{0,12}$ s rovnovážnými konstantami $K_p^I/p = 6 \cdot 10^{-6}$ a $K_p^{III} = 3,5$ [59]. Výsledky těchto výpočtů jsou graficky uvedeny na Obr.5.1.



Obr.5.1 – Grafické znázornění závislosti objemového podílu H_2O/CO_2 ve spalínách na součiniteli přebytku vzduchu a vlhkosti vzduchu, ekvivalent paliva $C_{7,76}H_{14,67}O_{0,12}$.

Z vypočtených hodnot objemových podílů H_2O/CO_2 byly pomocí regresní analýzy (metodou nejmenších čtverců) vytvořeny polynomy vyjadřující závislost poměrné hodnoty k na součiniteli přebytku vzduchu a na vlhkosti vzduchu

$$k = \frac{y_{H_2O}^{spal}}{y_{CO_2}^{spal}} = f\left(\lambda, \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}}\right) . \quad (5.10)$$

Zjištěné polynomy platné pro rozsah hodnot $p_{H_2O} / p_{atm} \in \langle 0; 0,05 \rangle$ jsou rozděleny na dva intervaly $\lambda \in \langle 0,7; 1 \rangle$ a $\lambda \in \langle 1; 1,3 \rangle$

$$\begin{aligned} k &= 5,520 - 7,816 \lambda + 3,252 \lambda^2 + 6,342 \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} + 1,190 \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} \lambda \quad \forall \quad \lambda \in \langle 0,7; 1 \rangle \\ k &= 1,011 - 0,052 \lambda + 0,481 \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} + 7,001 \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} \lambda \quad \forall \quad \lambda \in \langle 1; 1,3 \rangle \end{aligned} \quad (5.11)$$

Odchylka způsobená použitím polynomického výrazu (5.11) od hodnot získaných výpočtem využívajícím rovnovážné konstanty je největší v oblasti stechiometrické směsi, ani zde však nepřesahuje hodnotu 1%.

Jak bylo uvedeno, k měření obsahu CO_2 ve výfukových plynech se používal analyzátor, jemuž předcházelo chlazení vzorku plynu, takže změřené objemové podíly CO_2 je nutné korigovat na zkondenzovanou vodní páru. S využitím relace mezi stavy před a po vysoušení vzorku spalin

$$\frac{y_{CO_2}^{spal}}{1 - y_{H_2O}^{spal}} = \frac{y_{CO_2}^{spa*}}{1 - y_{H_2O}^*} \quad (5.12)$$

a dosazením vztahu (5.10), lze pro objemový podíl CO_2 ve vlhkých spalinách získat po úpravě vztah

$$y_{CO_2}^{spal} = \frac{y_{CO_2}^{spa*}}{1 + k y_{CO_2}^{spa*} - y_{H_2O}^*} \quad (5.13)$$

Objemový podíl vodní páry ve spalinách pak vychází z poměru (5.10)

$$y_{H_2O}^{spal} = k y_{CO_2}^{spal} \quad (5.14)$$

Analyzátoru O_2 rovněž předcházela kondenzátor, takže analogicky ke vztahu (5.12) lze napsat vztah pro objemové podíly O_2

$$\frac{y_{O_2}^{spal}}{1 - y_{H_2O}^{spal}} = \frac{y_{O_2}^{spa*}}{1 - y_{H_2O}^*}, \quad (5.15)$$

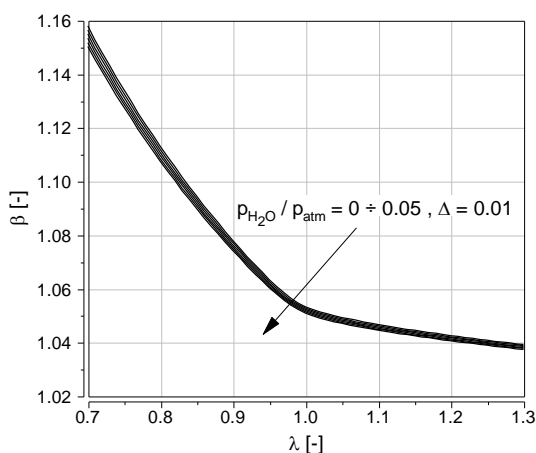
takže objemový podíl O_2 ve vlhkých výfukových plynech dostaneme ze vztahu

$$y_{O_2}^{spal} = y_{O_2}^{spa*} \frac{1 - y_{H_2O}^{spal}}{1 - y_{H_2O}^*} \quad (5.16)$$

Pro další výpočty týkající se určení součinitele zbytkových spalin je nutné ještě znát součinitel molekulární změny β , který je definován poměrem

$$\beta = \frac{N_{spal}}{N_{sm}} = \frac{M_{sm}}{M_{spal}} \quad (5.17)$$

Pro zjištění této hodnoty bylo využito výše zmíněných výpočtů rovnovážného složení spalin. Hodnoty součinitele molekulární změny jsou v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu graficky zobrazeny na Obr.5.2.



Obr.5.2 – Grafické znázornění závislosti součinitele molekulární změny β na součiniteli přebytku vzduchu a vlhkosti vzduchu, ekvivalent paliva $C_{7,76}H_{14,67}O_{0,12}$.

Závislost součinitele β je na vlhkosti vzduchu nevýznamná. Pokud se zcela zanedbá vliv vlhkosti vzduchu, lze regresní analýzou (metodou nejmenších čtverců) stanovit polynomické výrazy platné pro intervaly $\lambda \in \langle 0,7 ; 1 \rangle$ a $\lambda \in \langle 1 ; 1,3 \rangle$

$$\begin{aligned} \beta &= 1,728 - 1,148 \lambda + 0,471 \lambda^2 \quad \forall \quad \lambda \in \langle 0,7 ; 1 \rangle \\ \beta &= 1,189 - 0,210 \lambda + 0,072 \lambda^2 \quad \forall \quad \lambda \in \langle 1 ; 1,3 \rangle \end{aligned} \quad (5.18)$$

jejichž užitím vzniká chyba v rozsahu $\pm 0,3\%$ proti původním vypočteným hodnotám.

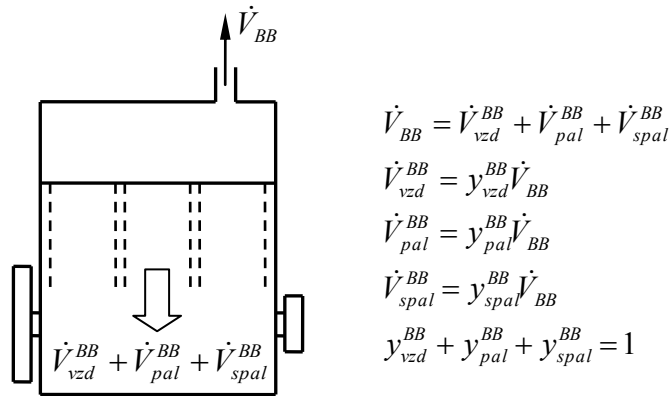
5.3 Posouzení relevance kondenzace palivových par

Ve vztazích pro objemové podíly CO_2 , O_2 a H_2O ve vlhkém vzduchu a ve spalínách se vycházelo ze skutečnosti, že v analyzovaném vzorku plynu dochází ke kondenzaci vodní páry. V případě, že vzorek plynu obsahuje i palivové páry, mohou v předřazeném chladiči analyzátoru kondenzovat i těžší benzínové frakce. Hodnota podílu vodních par po vysoušení je jednoznačně dána tlakem a teplotou v předřazeném kondenzátoru. U výparů benzínového paliva je však situace složitější. Závislost tlaku nasycených par konkrétního benzínu na teplotě při kondenzaci není jednoznačně dána, neboť ochlazováním vzorku plynu dochází podle složení paliva k postupné kondenzaci a separaci jednotlivých palivových frakcí (nejdříve těžších), takže se vlastnosti palivových par průběžně mění a tím se mění i tvar kondenzační křivky.

Zda ke kondenzaci palivových par v předřazeném chladiči analyzátoru skutečně dochází a zda je podíl zkondenzovaného paliva významný či nikoliv, bylo ověřeno experimentálně. Ověření spočívalo v sestavení a aplikaci vztahů popisujících vysoušení analyzovaného vzorku plynu bez uvažování kondenzace palivových par a v následném porovnání zjištěných hodnot objemových podílů palivových par s alternativními postupy. Pro tuto analýzu byly užity blow-by plyny odvětrávané z klikové skříně motoru, které palivové páry obsahují [54]. Tyto palivové páry se do

klikové skříně dostávají netěsnostmi přes pístní kroužky, přičemž poměrné množství prošlého paliva může být v některých případech větší, než je zastoupeno ve směsi. Složení palivových par v klikové skříně přitom nemusí přesně odpovídat původnímu kapalnému palivu. V případě, že jsou stěny válce smáčeny benzínem, do klikové skříně se dostávají spíše těžší palivové frakce, avšak ty mohou kondenzovat ještě v klikové skříně motoru. Přesné složení palivových par v klikové skříně motoru je tedy dosti nejednoznačné. Pro jednoduchost se proto v dalších úvahách bude předpokládat, že palivové páry v klikové skříně motoru odpovídají svým složením zcela odpařenému kapalnému palivu.

Na Obr.5.3 je uvedeno schéma motoru s vyznačením objemových toků jednotlivých složek blow-by plynů. Tyto plyny se mohou skládat z vlhkého vzduchu, palivových par a vlhkých spalin.



Obr.5.3 – Schéma motoru s uvedením objemových toků jednotlivých složek blow-by plynů a jejich vzájemných relací.

S ohledem na zavedené značení lze objemové toky CO_2 , O_2 a H_2O v blow-by plynech vyjádřit rovnicemi

$$\dot{V}_{\text{CO}_2}^{BB} = y_{\text{CO}_2}^{vzd} \dot{V}_{vzd}^{BB} + y_{\text{CO}_2}^{spal} \dot{V}_{spal}^{BB} , \quad (5.19)$$

$$\dot{V}_{\text{O}_2}^{BB} = y_{\text{O}_2}^{vzd} \dot{V}_{vzd}^{BB} + y_{\text{O}_2}^{spal} \dot{V}_{spal}^{BB} , \quad (5.20)$$

$$\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}^{BB} = y_{\text{H}_2\text{O}}^{vzd} \dot{V}_{vzd}^{BB} + y_{\text{H}_2\text{O}}^{spal} \dot{V}_{spal}^{BB} . \quad (5.21)$$

Po zavedení objemových podílů

$$y_{\text{CO}_2}^{BB} = \frac{\dot{V}_{\text{CO}_2}^{BB}}{\dot{V}_{BB}} , \quad y_{\text{O}_2}^{BB} = \frac{\dot{V}_{\text{O}_2}^{BB}}{\dot{V}_{BB}} , \quad y_{\text{H}_2\text{O}}^{BB} = \frac{\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}^{BB}}{\dot{V}_{BB}} \quad (5.22)$$

dostaneme s využitím relací uvedených na Obr.5.3 vztahy pro objemové podíly vyšetřovaných látek

$$y_{\text{CO}_2}^{BB} = y_{\text{CO}_2}^{vzd} y_{vzd}^{BB} + y_{\text{CO}_2}^{spal} y_{spal}^{BB} , \quad (5.23)$$

$$y_{\text{O}_2}^{BB} = y_{\text{O}_2}^{vzd} y_{vzd}^{BB} + y_{\text{O}_2}^{spal} y_{spal}^{BB} , \quad (5.24)$$

$$y_{\text{H}_2\text{O}}^{BB} = y_{\text{H}_2\text{O}}^{vzd} y_{vzd}^{BB} + y_{\text{H}_2\text{O}}^{spal} y_{spal}^{BB} . \quad (5.25)$$

Vztah mezi objemovými podíly ve vlhkém a částečně vysušeném vzorku plynu, což je vlastně hodnota měřená přímo analyzátozem (značeno *), vyjadřují rovnice

$$\frac{y_{CO_2}^{BB}}{1 - y_{H_2O}^{BB}} = \frac{y_{CO_2}^{BB*}}{1 - y_{H_2O}^{*}} , \quad (5.26)$$

$$\frac{y_{O_2}^{BB}}{1 - y_{H_2O}^{BB}} = \frac{y_{O_2}^{BB*}}{1 - y_{H_2O}^{*}} , \quad (5.27)$$

kde $y_{H_2O}^{*}$ představuje objemový podíl vodních par po vysoušení, jak bylo definováno vztahem (5.3). Sloučením a úpravou výše uvedených vztahů (5.23) až (5.27) dostaneme dvě rovnice

$$y_{vzd}^{BB} [y_{CO_2}^{vzd} (1 - y_{H_2O}^{*}) + y_{CO_2}^{BB*} y_{H_2O}^{vzd}] = y_{CO_2}^{BB*} - y_{spal}^{BB} [y_{CO_2}^{BB*} y_{H_2O}^{spal} + y_{CO_2}^{spal} (1 - y_{H_2O}^{*})] , \quad (5.28)$$

$$y_{vzd}^{BB} [y_{O_2}^{vzd} (1 - y_{H_2O}^{*}) + y_{O_2}^{BB*} y_{H_2O}^{vzd}] = y_{O_2}^{BB*} - y_{spal}^{BB} [y_{O_2}^{BB*} y_{H_2O}^{spal} + y_{O_2}^{spal} (1 - y_{H_2O}^{*})] . \quad (5.29)$$

Řešením této soustavy dvou rovnic o dvou neznámých pak dostaneme hledané objemové podíly vzduchu a spalín v analyzovaných blow-by plynech

$$y_{spal}^{BB} = \frac{y_{O_2}^{BB*} y_{CO_2}^{vzd} - y_{CO_2}^{BB*} y_{O_2}^{vzd}}{y_{CO_2}^{BB*} (y_{H_2O}^{vzd} y_{O_2}^{spal} - y_{H_2O}^{spal} y_{O_2}^{vzd}) + y_{O_2}^{BB*} (y_{H_2O}^{spal} y_{CO_2}^{vzd} - y_{H_2O}^{vzd} y_{CO_2}^{spal}) + (y_{CO_2}^{vzd} y_{O_2}^{spal} - y_{CO_2}^{spal} y_{O_2}^{vzd}) (1 - y_{H_2O}^{*})} \quad (5.30)$$

$$y_{vzd}^{BB} = \frac{y_{O_2}^{BB*} (1 - y_{H_2O}^{spal} y_{spal}^{BB}) - y_{O_2}^{spal} y_{spal}^{BB} (1 - y_{H_2O}^{*})}{y_{O_2}^{BB*} y_{H_2O}^{vzd} + y_{O_2}^{vzd} (1 - y_{H_2O}^{*})} . \quad (5.31)$$

Veličiny, které vystupují v těchto vztazích, jsou buď přímo měřené analyzátozem, nebo je lze vypočítat dle dříve uvedených vztahů platných pro vlhký vzduch a spaliny. Objemový podíl palivových par pak vychází ze základní bilanční rovnice

$$y_{pal}^{BB} = 1 - y_{vzd}^{BB} - y_{spal}^{BB} . \quad (5.32)$$

Objemové podíly paliva určené tímto způsobem se u motorů spalujících benzinovou homogenní směs pohybují běžně v rozmezí $y_{pal}^{BB} = 0,010 \div 0,025 \text{ m}^3/\text{m}^3$. Alternativní způsob určení obsahu palivových par v blow-by plynech spočíval v následujícím postupu. Na testovaném motoru byla při vyšetřovaném ustáleném režimu (konstantní otáčky motoru $n = 2500 \text{ 1/min}$ a konstantní poloha škrtící klapky $\alpha = 39\%$) deaktivována zpětnovazební lambda-regulace a motor byl po celou dobu provozován s neměnnou palivovou dávkou. Nejdříve bylo provedeno referenční měření s vyústěním blow-by plynů do atmosféry a poté byly blow-by plyny vedeny do sacího potrubí motoru. Při obou těchto konfiguracích byla zaznamenávána měřená hodnota součinitele přebytku vzduchu λ ve výfukových plynech. Pro součinitel přebytku vzduchu při referenčním měření lze psát

$$\lambda_{ref} = \frac{\rho_{vzd} \dot{V}_{vzd ref}}{L_{vvt} \dot{m}_{pal ref}} , \quad (5.33)$$

kde veličiny označené indexem *ref* představují množství vzduchu a paliva bez přívodu blow-by plynů do sacího potrubí. Ve druhé fázi měření, kdy byly do sacího potrubí vedeny blow-by plyny, lze vzhledem k zanedbatelným změnám teploty a průtoku nasávaného vzduchu považovat celkový objemový tok vytvořené směsi v sacím potrubí za totožný s předchozím (referenčním) případem, přičemž blow-by plyny nahradily část objemu vzduchu. V blow-by plynech je částečně obsažen vzduch i palivo, spaliny se při ustáleném stavu motoru bez proplachování směsi do výfuku na výsledné bilanci nijak nepodílí. Pro součinitel přebytku vzduchu pro tento případ lze tedy psát

$$\lambda_{BB} = \frac{\rho_{vzd} (\dot{V}_{vzd\ ref} - \dot{V}_{BB} + y_{vzd}^{BB} \dot{V}_{BB})}{L_{vvt} (\dot{m}_{pal\ ref} + \rho_{pal} y_{pal}^{BB} \dot{V}_{BB})} . \quad (5.34)$$

Hodnotu objemového podílu vzduchu v blow-by plynech y_{vzd}^{BB} lze s dostatečnou přesností "odhadnout" dle vztahů (5.30) a (5.31). O odhadu mluvíme proto, že tyto vztahy platí pro případ bez kondenzace palivových par a zatím není zcela jisté, zda ke kondenzaci skutečně dochází, či nikoliv. Řešením rovnic (5.33) a (5.34) lze vyloučit neznámou $\dot{V}_{vzd\ ref}$ a dojít tak po úpravách k výslednému vztahu

$$y_{pal}^{BB} = \frac{L_{vvt} \dot{m}_{pal\ ref} (\lambda_{ref} - \lambda_{BB}) - \rho_{vzd} \dot{V}_{BB} (1 - y_{vzd}^{BB})}{L_{vvt} \lambda_{BB} \rho_{pal} \dot{V}_{BB}} . \quad (5.35)$$

Objemový průtok blow-by plynů (přepočtený na teplotu nasávaného vzduchu) byl měřen standardním průtokoměrem určeným speciálně pro tento účel. K vyjádření hustoty vzduchu a palivových par bylo využito stavové rovnice ideálního plynu, což je sice pro těžší uhlovodíky značné zjednodušení, ale molární hmotnost paliva byla stejně odhadována. Pro výpočty byla užita hodnota $M_{pal} = 110 \text{ kg/kmol}$, což je molární hmotnost běžného benzínu. Citlivost výpočtu na velikost molární hmotnosti palivových par v blow-by plynech je relativně vysoká, proto je potřeba přistupovat k výsledkům výpočtu s určitou rezervou. Užitím tohoto postupu byl při vyšetřovaném provozním režimu motoru zjištěn objemový podíl palivových par v blow-by plynech ve velikosti $y_{pal}^{BB} = 0,012 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

Budeme-li předpokládat, že do klikové skříně motoru proniká přes pístní kroužky právě tolik paliva, kolik odpovídá podílu v dokonale připravené homogenní směsi, lze pro objemový podíl palivových par v blow-by plynech napsat vztah

$$y_{pal}^{BB} = \frac{M_{vzd}}{M_{pal}} \frac{1}{\lambda L_{vvt}} y_{vzd}^{BB} . \quad (5.36)$$

Během výše uvedeného vyšetřovaného provozního režimu motoru se vypočtená hodnota podílu vzduchu v blow-by plynech pohybovala v rozmezí $y_{vzd}^{BB} = 0,76 \div 0,79 \text{ m}^3/\text{m}^3$, takže hypotetický podíl palivových par byl $y_{pal}^{BB} = 0,014 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

Metoda výpočtu	Hodnota y_{pal}^{BB}
Analýza blow-by plynů s využitím CO ₂ a O ₂	0,016 m ³ /m ³
Srovnání hodnoty λ při vedení blow-by plynů mimo/do sacího potrubí	0,012 m ³ /m ³
Předpoklad proniku homogenní směsi	0,014 m ³ /m ³

Tab.5.1 – Zjištěné objemové podíly palivových par v blow-by plynech pomocí různých metod při vybraném provozním režimu motoru, $n = 2500$ 1/min, $\alpha = 39\%$, $p_{istř} = 7,9$ bar.

Výsledky výše uvedeného rozboru, který byl proveden za účelem zjištění relevance kondenzace palivových par v předřazeném chladiči měřicího analyzátoru, jsou rekapitulovány v tabulce *Tab.5.1*. Zjištěný podíl y_{pal}^{BB} dosahuje nejvyšších hodnot v případě užití původního postupu, tedy analýzy vzorku blow-by plynů bez uvažování kondenzace palivových par. Všechny tři aplikované metody jsou sice zatíženy chybou měření a chybou způsobenou zavedením zjednodušujících předpokladů nebo odhadů, přesto lze z porovnání uvedených hodnot vydedukovat následující závěry:

- V kondenzátoru v němž je udržována teplota 5°C dochází pouze ke kondenzaci vodní páry. Ke kondenzaci benzínových palivových par zde prakticky nedochází.
- Do klikové skříně motoru proniká netěsnostmi přes pístní kroužky vedle spalín i palivová směs, která se svým složením blíží plně odpařené homogenní směsi.

Závěr, uvedený v prvním bodě, je platný pro plyn s podílem výfukových plynů kolem hodnot $y_{spal}^{BB} = 0,2$ m³/m³, což v případě analýzy náplně válce odpovídá běžným hodnotám součinitele zbytkových spalín při nízkém zatížení motoru. Podíl palivových par v samotné homogenní palivové směsi nemůže dosahovat o moc vyšších hodnot, než je uvedeno v *Tab.5.1*. V případě velmi bohaté směsi se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 0,7$ by podíl palivových par mohl činit maximálně $y_{pal}^{BB} = 0,026$ m³/m³. Takže i kdyby hodnota $y_{pal}^{BB} = 0,016$ m³/m³ z *Tab.5.1* byla tou maximální měřitelnou hodnotou (což není, protože na jiných motorech byly naměřeny hodnoty až $y_{pal}^{BB} = 0,025$ m³/m³), relativní chyba určení objemových podílů spalín by nepřesáhla hodnotu 1%. Lze tedy konstatovat, že dosud uvažované předpoklady o nevýznamné kondenzaci palivových par se potvrdily, takže všechny výše uváděné vztahy jsou plně použitelné. Vzhledem k závěru, uvedenému v druhém bodě, je užitečné ještě doplnit vztahy popisující složení homogenní palivové směsi.

5.4 Složení homogenní palivové směsi

Homogenní palivová směs je určena úhrnným součinitelem přebytku vzduchu, který je dán definičním vztahem

$$\lambda = \frac{m_{svzd}^{sm}}{L_{vt} m_{pal}^{sm}} = \frac{V_{svzd}^{sm} M_{svzd}}{L_{vt} V_{pal}^{sm} M_{pal}}, \quad (5.37)$$

kde M_{svzd} a M_{pal} představují molární hmotnosti suchého vzduchu a palivových par. Objemový podíl vodních par ve vlhkém vzduchu obsaženém v palivové směsi je dán poměrem objemů

$$y_{H_2O}^{vzd} = \frac{V_{H_2O}^{sm}}{V_{H_2O}^{sm} + V_{svzd}^{sm}}. \quad (5.38)$$

Objemový podíl vodních par v palivové směsi je potom dán poměrem

$$y_{H_2O}^{sm} = \frac{V_{H_2O}^{sm}}{V_{H_2O}^{sm} + V_{svzd}^{sm} + V_{pal}^{sm}}. \quad (5.39)$$

Sloučením vztahů (5.37) až (5.39) dostaneme po úpravě výsledný vztah pro objemový podíl vodních par ve směsi

$$y_{H_2O}^{sm} = \frac{y_{H_2O}^{vzd}}{1 + \frac{1 - y_{H_2O}^{vzd}}{\lambda L_{vt}} \frac{M_{svzd}}{M_{pal}}}. \quad (5.40)$$

Podobným postupem lze dojít i k objemovému podílu CO_2 v palivové směsi. Ten lze vyjádřit poměrem objemů

$$y_{CO_2}^{sm} = \frac{V_{CO_2}^{sm}}{V_{H_2O}^{sm} + V_{svzd}^{sm} + V_{pal}^{sm}}. \quad (5.41)$$

Objem CO_2 v palivové směsi je dán pouze parciálním objemem CO_2 v suchém vzduchu, tedy

$$V_{CO_2}^{sm} = V_{svzd}^{sm} y_{CO_2}^{svzd}. \quad (5.42)$$

Sloučením vztahů (5.37), (5.38), (5.41) a (5.42) dostaneme po úpravě s využitím (5.5) výsledný vztah pro objemový podíl CO_2 v palivové směsi

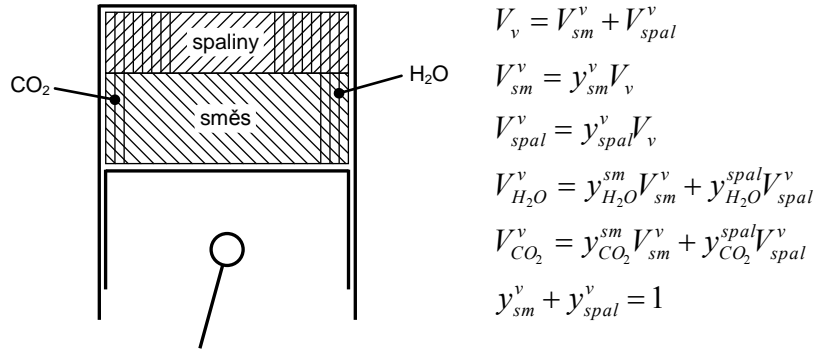
$$y_{CO_2}^{sm} = \frac{y_{CO_2}^{vzd}}{1 + \frac{1 - y_{H_2O}^{vzd}}{\lambda L_{vt}} \frac{M_{svzd}}{M_{pal}}}. \quad (5.43)$$

5.5 Určení podílu zbytkových spalín

Dosud uváděné výpočtové postupy předpokládaly užití analyzátorů, které umožňují současnou, nebo alespoň postupnou, analýzu dvou samostatných vzorků plynu (spaliny a blow-by plyny, příp. spaliny a plyny ve válci) s cílem měření objemových podílů CO_2 a O_2 . Ne vždy je však takovéto technické vybavení dostupné. Za předpokladu znalosti složení čerstvé palivové směsi není nutné v analyzovaných vzorcích plynu určovat podíly CO_2 i O_2 , ale postačuje pouze jedna komponenta. V tomto případě se jedná o plyn CO_2 , neboť pro analýzu vzorku plynu odebíraného přímo

ze spalovacího prostoru byl používán dříve popisovaný EGR modul s vývěvou, který obsahuje pouze analyzátor CO_2 . Analýza odebíraného vzorku plynu z válce motoru a následné zpracování výsledků vychází z následujících předpokladů:

- Náplň válce je v okamžiku odběru vzorku plynu tvořena pouze čerstvou směsí a spaliny (zbytkovými výfukovými plyny).
- Palivo je v okamžiku odběru vzorku plynu zcela odpařeno.
- Náplň válce je v okamžiku odběru vzorku plynu homogenní.
- Součinitel přebytku vzduchu λ je určován z analýzy výfukových plynů před katalyzátorem, takže při výměně náplně válce nesmí docházet k proniku vzduchu nebo čerstvé směsi do výfukového potrubí.
- K analýze vzorku plynu je užito NDIR analyzátorů s předřazeným chladičem pro vysoušení plynu, v němž dochází pouze ke kondenzaci vodní páry, nikoliv palivových par.



Obr.5.4 – Schéma válce motoru s uvedením parciálních objemů jednotlivých složek náplně válce.

V souladu s uvedenými předpoklady se ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu nachází homogenní plynná směs tvořená palivovou směsí a spaliny, jak je schematicky uvedeno na Obr.5.4. Jak v palivové směsi, tak i ve spalinách je obsažena vodní pára a CO_2 . Tyto relace mezi jednotlivými parciálními objemy popisují základní vztahy uvedené na Obr.5.4. Pro objemové podíly H_2O a CO_2 ve válci motoru platí

$$y_{\text{H}_2\text{O}}^v = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^v}{V_v} \quad , \quad y_{\text{CO}_2}^v = \frac{V_{\text{CO}_2}^v}{V_v} \quad . \quad (5.44)$$

S využitím vztahů uvedených na Obr.5.4 po úpravách dostaneme

$$y_{\text{H}_2\text{O}}^v = y_{\text{H}_2\text{O}}^{sm} + y_{\text{spal}}^v (y_{\text{H}_2\text{O}}^{spal} - y_{\text{H}_2\text{O}}^{sm}) \quad , \quad (5.45)$$

$$y_{\text{CO}_2}^v = y_{\text{CO}_2}^{sm} + y_{\text{spal}}^v (y_{\text{CO}_2}^{spal} - y_{\text{CO}_2}^{sm}) \quad . \quad (5.46)$$

Jelikož analyzátor CO_2 poskytuje informaci o složení vzorku plynu po vysoušení, je nutné opět aplikovat vztah (5.26) s příslušnou změnou indexů

$$\frac{y_{\text{CO}_2}^v}{1 - y_{\text{H}_2\text{O}}^v} = \frac{y_{\text{CO}_2}^{v*}}{1 - y_{\text{H}_2\text{O}}^{v*}} \quad . \quad (5.47)$$

Sloučením rovnic (5.45) až (5.47) lze po úpravách obdržet konečný vztah pro výpočet objemového podílu spalín ve válci motoru

$$y_{spal}^v = \frac{y_{CO_2}^{v*}(1 - y_{H_2O}^{sm}) - y_{CO_2}^{sm}(1 - y_{H_2O}^{v*})}{y_{CO_2}^{v*}(y_{H_2O}^{spal} - y_{H_2O}^{sm}) + (y_{CO_2}^{spal} - y_{CO_2}^{sm})(1 - y_{H_2O}^{v*})}, \quad (5.48)$$

kde $y_{CO_2}^{v*}$ je přímo měřená hodnota objemového podílu CO_2 v "suchém" vzorku plynu odebíraném z válce motoru, ostatní veličiny lze vypočítat podle dříve uvedených vztahů. Přepočet zjištěného objemového podílu spalín ve válci motoru na hmotnostní podíl spalín definovaný vztahem (1.3) je možný úpravou vztahu

$$\vartheta_{spal} = \frac{m_{spal}^v}{m_{sm}^v + m_{spal}^v} = \frac{M_{spal}}{\frac{V_{sm}^v}{V_{spal}^v} M_{sm} + M_{spal}}. \quad (5.49)$$

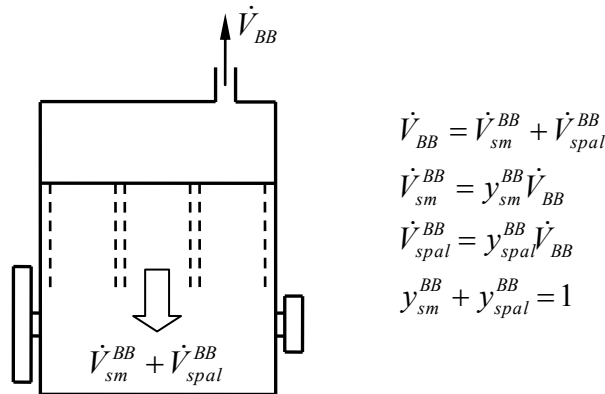
S využitím součinitele molekulární změny β dle (5.17) a vztahů uvedených na Obr.5.4 lze tento vztah upravit na konečný tvar

$$\vartheta_{spal} = \frac{y_{spal}^v}{\beta + y_{spal}^v(1 - \beta)}. \quad (5.50)$$

Vzhledem k dříve zmiňovaným opatřením na motoru lze obsažené spaliny ve válci v průběhu kompresního zdvihu přímo prohlásit za zbytkové plyny, protože do sacího traktu byl zcela zamezen přístup spalínám pocházejícím z EGR nebo z blow-by plynů. Pro tento případ tedy platí, že $\vartheta_{spal} = \vartheta_{zb.spal}$.

5.6 Určení podílu spalín v blow-by plynech

Dříve byl uveden postup pro určení podílu spalín v blow-by plynech na základě měření podílů CO_2 a O_2 . Za předpokladu znalosti složení palivové směsi však není nutné měřit oba komponenty, postačuje znalost podílu CO_2 . Celý systém lze pak redukovat pouze na dvě složky (spaliny a palivovou směs), jak je uvedeno na Obr.5.5.



Obr.5.5 – Schéma motoru s uvedením objemových toků základních složek blow-by plynů a jejich vzájemných relací.

V obou složkách se vyskytuje vodní pára i CO₂. S ohledem na zavedené značení lze objemové toky H₂O a CO₂ v blow-by plynech vyjádřit rovnicemi

$$\dot{V}_{H_2O}^{BB} = y_{H_2O}^{sm} \dot{V}_{sm}^{BB} + y_{H_2O}^{spal} \dot{V}_{spal}^{BB} , \quad (5.51)$$

$$\dot{V}_{CO_2}^{BB} = y_{CO_2}^{sm} \dot{V}_{sm}^{BB} + y_{CO_2}^{spal} \dot{V}_{spal}^{BB} . \quad (5.52)$$

Zde je patrná zjevná podobnost s předchozím případem uvedeným na *Obr.5.4*, takže výsledný vztah pro objemový podíl spalín v blow-by plynech dostaneme prostou záměnou indexů *v* na *BB* ve vztahu (5.48)

$$y_{spal}^{BB} = \frac{y_{CO_2}^{BB*}(1 - y_{H_2O}^{sm}) - y_{CO_2}^{sm}(1 - y_{H_2O}^{*})}{y_{CO_2}^{BB*}(y_{H_2O}^{spal} - y_{H_2O}^{sm}) + (y_{CO_2}^{spal} - y_{CO_2}^{sm})(1 - y_{H_2O}^{*})} , \quad (5.53)$$

Vyčíslení podílu spalín v blow-by plynech není sice hlavním cílem popisovaných měření, avšak může velice dobře posloužit jako kontrolní ukazatel správnosti měření součinitele zbytkových spalín. Blow-by plyny se do klikové skříně dostávají pronikem přes netěsnou pístovou partii. Pokud jsou v těchto plynech obsaženy spaliny, musí pocházet buď z hoření, nebo ze zbytkových spalín obsažených v komprimované směsi. Mechanismus proniku blow-by plynů do klikové skříně motoru je u zážehových motorů s deflagračním plamenem takový, že nejprve dochází k proniku nespálené směsi a teprve až v pozdější fázi expanze i k proniku produktů hoření [54]. Lze se setkat i s případy, kdy vlivem pohybu pístních kroužků dochází k významnému proniku spalín nebo tvořící se směsi i v nízkotlaké části pracovního cyklu [34], přičemž ve směsi jsou rovněž obsaženy zbytkové spaliny. Je tedy zřejmé, že podíl spalín v blow-by plynech musí být vždy větší nebo roven podílu spalín ve válci v průběhu kompresního zdvihu

$$y_{spal}^{BB} \geq y_{spal}^v . \quad (5.54)$$

6. PŘÍMÉ MĚŘENÍ OBSAHU ZBYTKOVÝCH SPALIN

Uvedená metodika měření a vyhodnocení podílu zbytkových spalin byla aplikována na dříve popsaný motor, jenž byl předmětem zkoumání. Podíl zbytkových spalin ve válci motoru byl vyšetřován pouze na třetím válci, takže veškeré výstupy jsou vztahovány k indikovaným veličinám, aby se vyloučil vliv pasivních odporů motoru a výsledky tak nebyly nepřesně interpretovány. Měření probíhala při ustálených stavech v poli úplné charakteristiky motoru včetně volnoběhu, takže byly testovány prakticky všechny kombinace otáček a zatížení, které mohou při provozu motoru nastat. Jak již bylo uvedeno dříve, blow-by plyny odvětrávané z klikové skříně motoru obsahují i spaliny, takže jejich vedení úmyslně neústilo do sacího potrubí, nýbrž do okolní atmosféry, aby výsledky měření obsahu zbytkových spalin byly jednoznačné. Rovněž tak laboratorně uzpůsobené externí vedení recirkulovaných výfukových plynů nebylo při těchto měřeních aktivní.

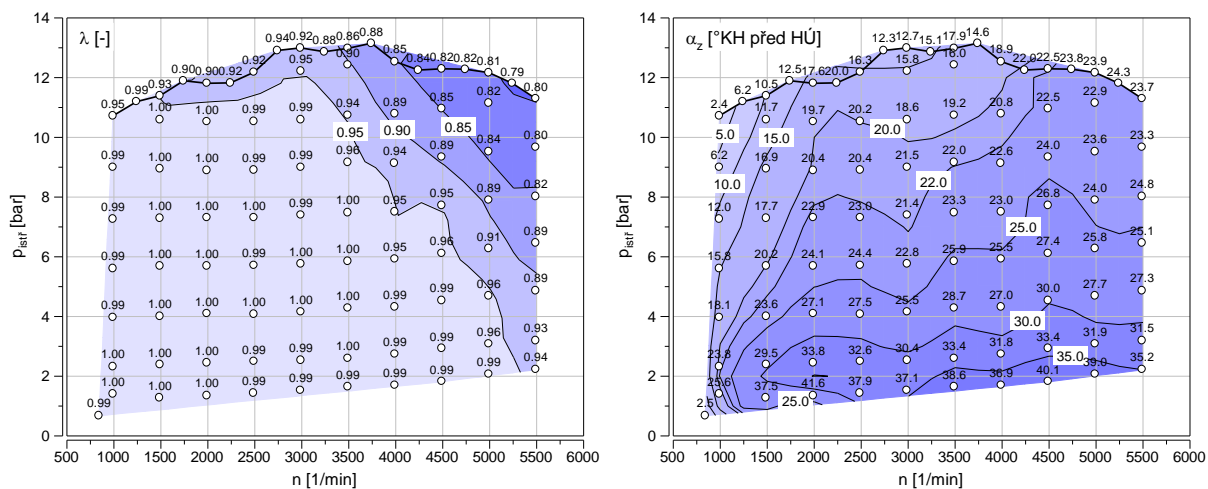
Pro výpočet obsahu zbytkových spalin ve válci motoru bylo využito vztahů (5.48), resp. (5.50), které se odkazují na další rovnice, kde vystupují jak měřené veličiny, tak i konstanty. Konkrétní hodnoty použitých konstant jsou uvedeny v *Tab.6.1*. Obdobného postupu s využitím vztahu (5.53) a stejných konstant bylo užito i pro analýzu blow-by plynů, která sloužila jen jako kontrolní měření.

$y_{H_2O}^*$	0,007 m ³ /m ³
$y_{CO_2}^{svzd}$	0,00045 m ³ /m ³
M_{svzd}	28,96 kg/kmol
M_{pal}	109,9 kg/kmol
L_{vt}	14,27 kg/kg

Tab.6.1 – Konstanty vystupující ve výpočtech složení náplně válce a blow-by plynů.

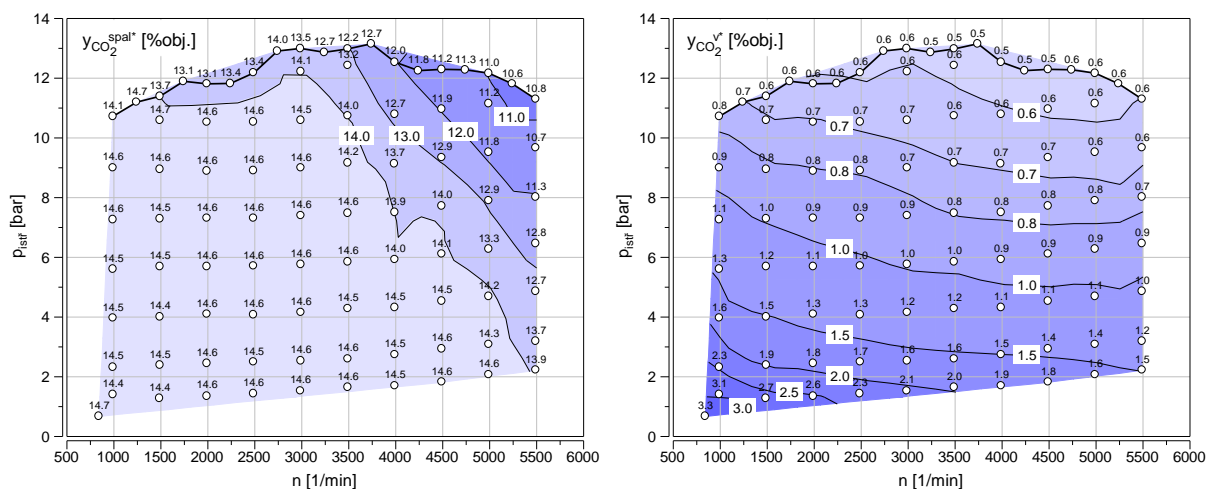
V oblastech částečného zatížení, kde je obvykle požadováno stechiometrické složení směsi, byl motor provozován se zpětnovazební lambda-regulací. Při plném zatížení motoru byla směs obohacována s cílem dosažení nejvyššího točivého momentu. Při vyšším výkonu motoru, resp. při větších průtocích výfukových plynů, bylo nutné zajistit obohacení palivové směsi z důvodu ochrany třicestného katalyzátoru výfukových plynů proti vysokému teplotnímu zatížení. Konkrétní hodnoty součinitele přebytku vzduchu λ v poli úplné charakteristiky motoru jsou graficky vyobrazeny na *Obr.6.1*. Předstih zážehu byl nastavován na optimální hodnotu z hlediska maximální indikované účinnosti, v režimech vyššího zatížení do něj zasahovala automatická regulace klepání.

6. PŘÍMÉ MĚŘENÍ OBSAHU ZBYTKOVÝCH SPALIN



Obr.6.1 – Součinitel přebytku vzduchu a předstih zážehu v poli úplné charakteristiky motoru.

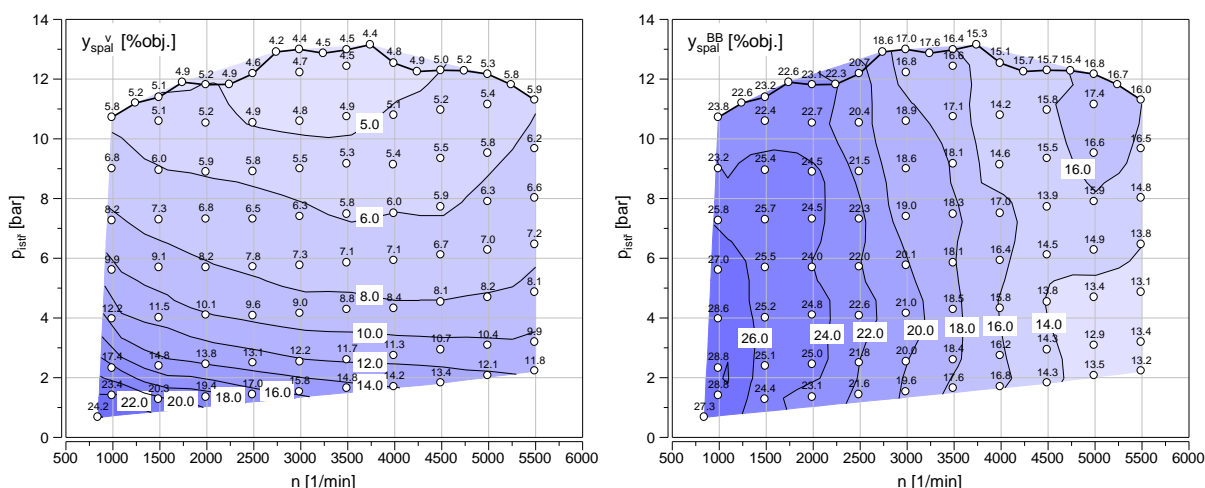
Aby bylo možné vytvořit si představu o obvyklých objemových podílech CO_2 v surových výfukových plynech (před katalyzátorem) a ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu, jsou na *Obr.6.2* uvedeny konkrétní změřené hodnoty. Tyto hodnoty jsou přímo měřené analyzátozem plynů, takže se jedná o podíly v "suchém" vzorku plynu. Znalost těchto hodnot je důležitá z důvodu správné volby koncentrace kalibračních plynů pro vlastní analyzátoři.



Obr.6.2 – Úplná charakteristika motoru: měřené objemové podíly CO_2 v surových výfukových plynech a ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu – podíly v "suchém" vzorku plynu.

Vypočtené hodnoty objemových podílů spalin ve válci v průběhu kompresního zdvihu dle vztahu (5.48) jsou uvedeny na *Obr.6.3*. Pro porovnání jsou zde uvedeny i zjištěné hodnoty objemových podílů spalin v blow-by plynech dle vztahu (5.53). Z důvodu lepší čitelnosti číselných údajů jsou hodnoty uváděny v procentech (na rozdíl od dříve uváděných výpočtů). Splnění podmínky (5.54) při jakémkoliv provozním režimu motoru je základním předpokladem pro to, aby se dalo technicky náročné měření složení náplně válce prohlásit za korektní. Při vyšších zatíženích motoru jsou

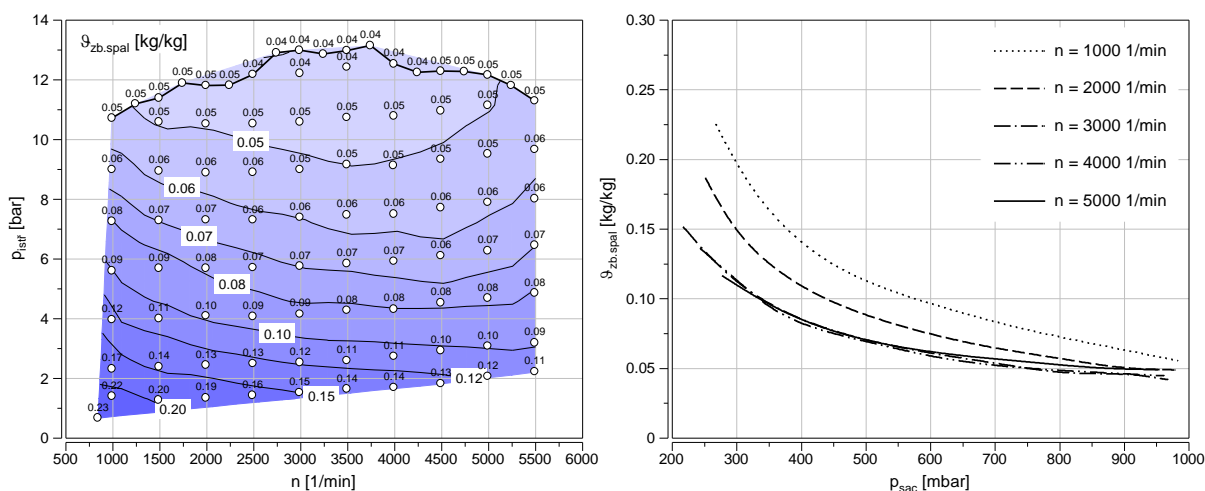
rozdíly mezi těmito dvěma podíly výrazné, takže z pohledu kontroly nezajímavé. Naproti tomu, při velmi nízkých zatíženích se hodnoty těchto podílů k sobě přibližují, takže kontrola by se měla soustředit právě na tuto oblast. Z porovnání hodnot v uvedených grafech je patrné, že podmínka (5.54) byla vždy splněna, takže zvolenou metodiku měření lze považovat za důvěryhodnou.



Obr.6.3 – Úplná charakteristika motoru: objemové podíly spalín ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu a v blow-by plynech.

6.1 Úplná charakteristika motoru

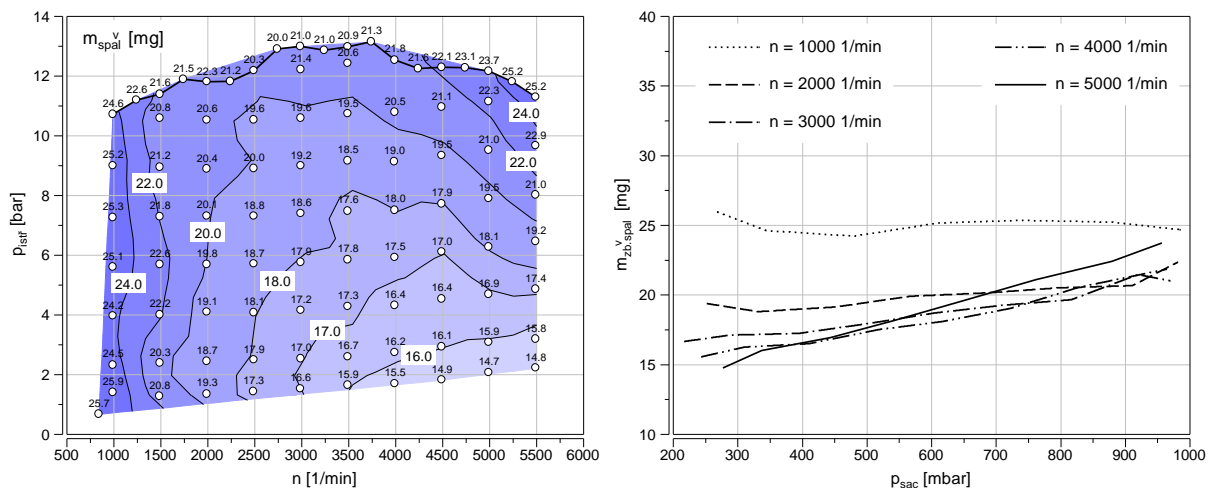
Výsledné hodnoty součinitele zbytkových spalín určené dle vztahu (5.50) jsou uvedeny na *Obr.6.4*. Z grafů je patrná jednoznačná souvislost se zatížením motoru, resp. s tlakem v sacím potrubí. Velikost součinitele zbytkových spalín je ovlivněna i množstvím nasáté čerstvé směsi, resp. celkovým hmotnostním naplněním válce, jak je zřejmé z definice (5.49), z čehož vyplývá i charakteristická hyperbolická závislost.



Obr.6.4 – Součinitel zbytkových spalín v úplné charakteristice motoru, závislost na tlaku v sacím potrubí.

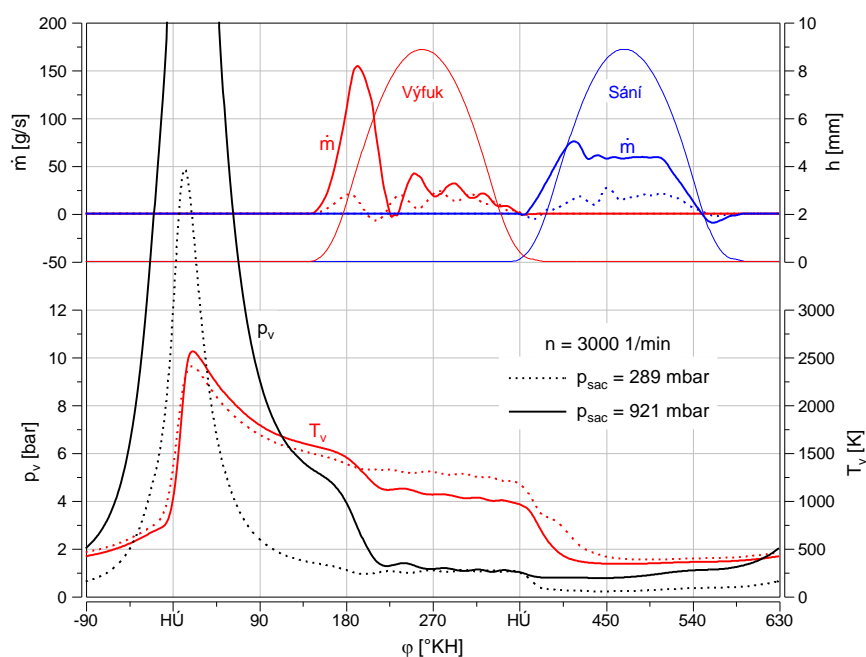
6. PŘÍMÉ MĚŘENÍ OBSAHU ZBYTKOVÝCH SPALIN

Aby bylo možné hlouběji analyzovat vlivy na výsledné množství zbytkových spalin ve válci motoru, je vhodné vyhodnotit i absolutní množství zbytkových spalin. K tomu je nutné znát množství nasáté čerstvé směsi, jehož určení bude v detailu popsáno později. Výsledky vypočtených absolutních množství zbytkových spalin jsou uvedeny v grafech na Obr.6.5.



Obr.6.5 – Absolutní množství zbytkových spalin v úplné charakteristice motoru, závislost na tlaku v sacím potrubí.

Z pravého grafu na Obr.6.5 je patrná tendence k nárůstu množství zbytkových spalin s rostoucím tlakem v sacím potrubí, což se může na první pohled zdát nelogické. Vysvětlení tohoto paradoxu je možné s využitím termodynamické analýzy pracovního oběhu při vybraném nízkém a vysokém zatížení motoru.



Obr.6.6 – Termodynamická analýza dvou provozních režimů motoru: tlak, střední teplota náplně válce a okamžité průtoky plynů přes sací a výfukové ventily.

Na *Obr.6.6* jsou uvedeny výsledky třítlaké analýzy provedené v prostředí GT-Power (detaily budou rovněž uvedeny později) při otáčkách motoru 3000 1/min pro dvě různá zatížení definovaná tlakem v sacím potrubí. Z porovnání uvedených křivek je vidět, že s rostoucím zatížením motoru dochází k poklesu teploty náplně válce v HÚ na konci výfukového zdvihu. Tento pokles teploty má na výsledné množství zbytkových spalín zásadní vliv, neboť u tohoto motoru je relativně malé překrytí ventilů (viz *Tab.3.2*), takže ke zpětnému proudění přes výfukové ventily takřka nedochází. K nárůstu hmotnosti zbytkových spalín přispívá i zvyšující se tlak ve výfukovém potrubí, který se ale uplatňuje až při vyšších otáčkách motoru. S klesajícími otáčkami motoru se teplota spalín vlivem odvodu tepla snižuje. Při velmi nízkých otáčkách motoru je na probíhající děje více času, takže zpětné proudění přes ventily nabývá při nízkém tlaku v sání na významu. Tím lze vysvětlit vyšší polohu a odlišný sklon křivky množství zbytkových spalín pro otáčky motoru 1000 1/min na *Obr.6.5*.

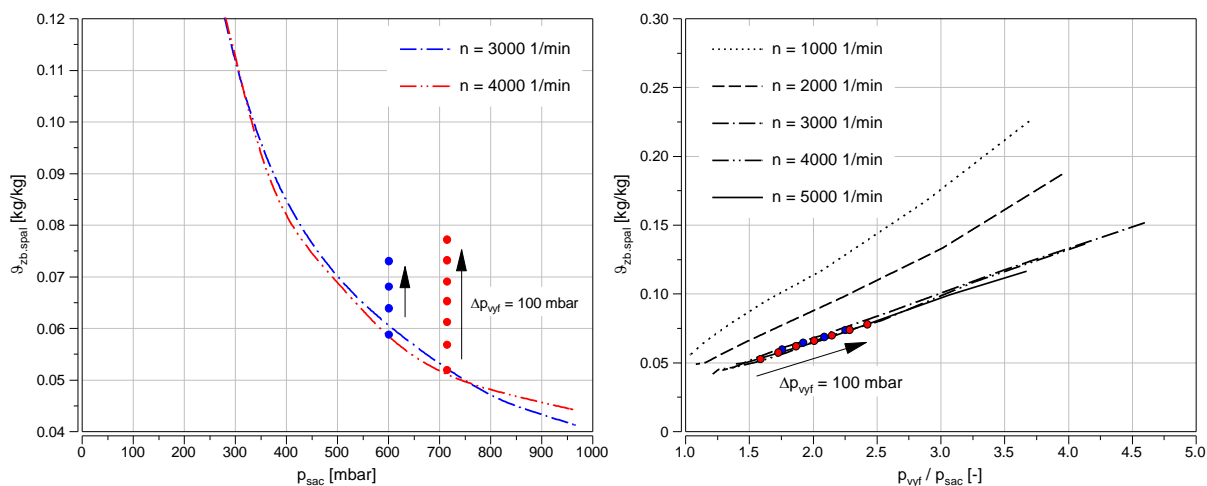
Výše uvedené znázornění součinitele zbytkových spalín v závislosti na absolutním tlaku v sacím potrubí není zcela univerzální. Je zřejmé, že množství zbytkových spalín ve válci motoru je ovlivněno i tlakem ve výfukovém potrubí. Nabízí se tedy logická možnost zobrazení křivek konstantních otáček v závislosti na tlakovém rozdílu mezi výfukovým a sacím kanálem, avšak ani tato volba není univerzální, neboť vede při různých tlacích okolí ke zkreslení.

6.2 Vliv tlaku ve výfukovém potrubí

Aby bylo možné vytvořit univerzální typ grafu, který je platný pro různé kombinace tlaku v sacím a výfukovém traktu, byla provedena citlivostní analýza motoru na velikost protitlaku výfukových plynů. Do výfukového potrubí byla zařazena elektronicky ovládaná škrťací klapka, pomocí níž byl nastavován požadovaný tlak ve výfukovém potrubí před katalyzátorem výfukových plynů. Pro posouzení tohoto vlivu byly vybrány dva režimy středního zatížení motoru při otáčkách 3000 1/min a 4000 1/min. Tlak ve výfukovém potrubí byl postupně navyšován s krokem 100 mbar. V levé části *Obr.6.7* jsou zjištěné hodnoty součinitele zbytkových spalín vyneseny do grafu v závislosti na tlaku v sacím potrubí. Je zřejmé, že s rostoucím tlakem ve výfukovém potrubí bude součinitel zbytkových spalín narůstat. To má za následek odchýlení se od křivek platných pro původní nastavení výfukového systému. Již z teoretické analýzy vyplynulo, že součinitel zbytkových spalín může být úměrný podílu tlaku ve výfuku ku tlaku v sání, jak ukazují vztahy (2.10) nebo (2.11). Vyneseme-li zjištěné hodnoty součinitele zbytkových spalín v závislosti na podílu těchto tlaků

$$\vartheta_{zb.spal} = f\left(\frac{p_{vyf}}{p_{sac}}\right), \quad (6.1)$$

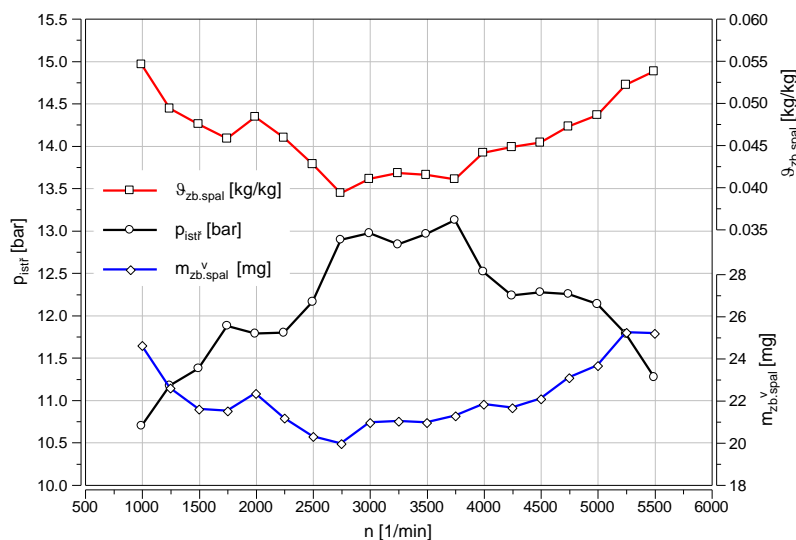
jakákoliv změna tlaku ve výfuku nebo v sání se projeví pouze posunem pracovního bodu po křivce konstantních otáček, jak je patrné z grafu v pravé části *Obr.6.7*. Křivky konstantních otáček se téměř blíží přímkám, neboť provedenou transformací došlo k linearizaci původně hyperbolických závislostí. Tento typ grafu lze tedy prohlásit za univerzálnější a lze ho snadno využít k odhadu součinitele zbytkových spalín při změnách podmínek v sacím a výfukovém traktu. Nutno připomenout, že se jedná o měření na motoru s neproměnným časováním ventilového rozvodu.



Obr.6.7 – Vliv tlaku ve výfukovém potrubí na součinitel zbytkových spalín ve dvou vybraných režimech motoru při $\alpha = \text{konst.}$, vyjádření v závislosti na různých veličinách.

6.3 Plné zatížení motoru

Zvláštní pozornost si zaslouží plné zatížení motoru. Vnější otáčková charakteristika motoru s uvedením středního indikovaného tlaku, součinitele zbytkových spalín a jejich absolutního množství je uvedena na *Obr.6.8*.

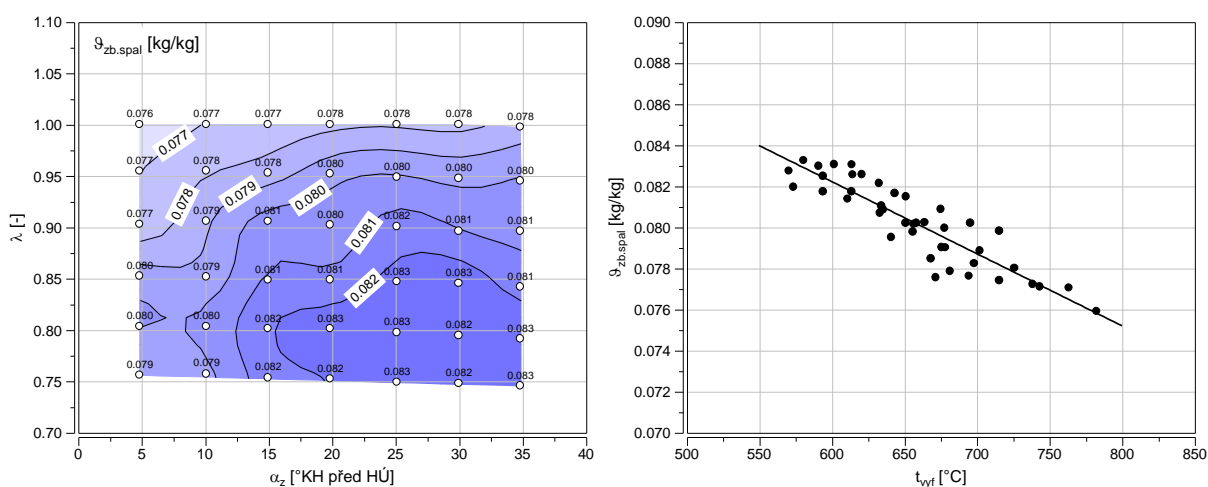


Obr.6.8 – Vnější otáčková charakteristika motoru: střední indikovaný tlak, množství zbytkových spalín a součinitel zbytkových spalín.

Z průběhů křivek středního indikovaného tlaku a součinitele zbytkových spalín je patrné, že spolu vzájemně (recipročně) souvisí. Střední indikovaný tlak oběhu je určen především naplněním válce, tedy plnicí účinností. Jak plyne z definičního vztahu (5.49), na velikost součinitele zbytkových spalín má naplnění válce značný vliv. Znamená to tedy, že při nejvyšších hodnotách středního indikovaného tlaku lze obvykle očekávat nejnižší hodnoty součinitele zbytkových spalín.

6.4 Vliv regulačních parametrů

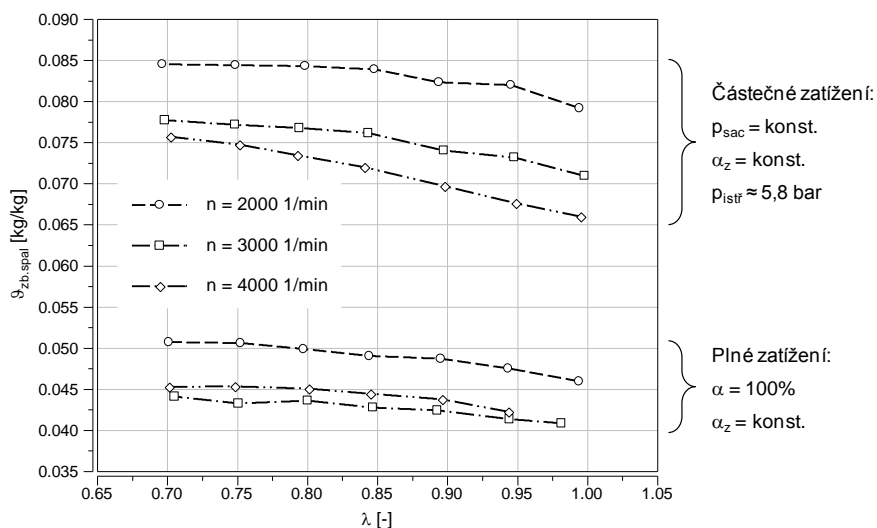
Součinitel zbytkových spalín je vedle zatížení motoru velkou měrou ovlivněn i časováním ventilového rozvodu, zvláště pokud má motor velké překrytí zdvihových křivek výfukových a sacích ventilů. V případě konstantního zatížení motoru, resp. při konstantní poloze škrtící klapky, lze součinitel zbytkových spalín ovlivnit i seřazením motoru, tj. předstihem zážehu a bohatostí směsi. Vliv předstihu zážehu a součinitele přebytku vzduchu byl experimentálně posuzován ve vybraném režimu částečného zatížení a otáčkách motoru 2000 1/min. Z výsledků měření uvedených na *Obr.6.9* je patrný vliv obou sledovaných regulačních parametrů. Jak již bylo ukázáno, teplota na konci výfukového zdvihu, která je ovlivňována předstihem zážehu i součinitelem přebytku vzduchu, má na součinitel $\vartheta_{zb.spal}$ zásadní vliv. Nižší teplota zbytkových spalín způsobuje, že ve válci motoru zůstává větší hmotnostní množství spalín z předchozího pracovního cyklu, což vede k vyšším hodnotám součinitele $\vartheta_{zb.spal}$. Jako náhradní veličinu místo teploty spalín na konci výfukového zdvihu lze orientačně užít teplotu výfukových plynů měřenou ve sběrném potrubí před třicestným katalyzátorem. Závislost součinitele zbytkových spalín na této teplotě je pro všechny měřené kombinace regulačních parametrů uvedena v pravé části *Obr.6.9*. V grafu je uveden i lineární trend mezi sledovanými veličinami.



Obr.6.9 – Součinitel zbytkových spalín v závislosti na předstihu zážehu, součiniteli přebytku vzduchu a teplotě výfukových plynů při částečném zatížení motoru, $n = 2000$ 1/min, $p_{sac} = 570$ mbar.

6. PŘÍMÉ MĚŘENÍ OBSAHU ZBYTKOVÝCH SPALIN

Z uvedených závislostí je patrný dominantní vliv součinitele přebytku vzduchu. Z toho důvodu byla provedena ještě další měření ukazující vliv obohacení směsi na součinitel zbytkových spalin při různých zatíženích a otáčkách motoru. Výsledky těchto měření jsou graficky zpracovány na *Obr.6.10*. Ze sklonu křivek je patrné, že při nižším zatížení motoru je součinitel zbytkových spalin ovlivňován více, což souvisí s nižším hmotnostním naplněním válce.



Obr.6.10 – Závislost součinitele zbytkových spalin na součiniteli přebytku vzduchu při různých provozních režimech motoru.

7. ALTERNATIVNÍ URČENÍ OBSAHU ZBYTKOVÝCH SPALIN

V této kapitole budou prezentovány výsledky aproximace součinitele zbytkových spalín dle různých přístupů. Aby bylo možné kvalitativně zhodnotit míru shody aproximace s experimentem, bylo užito dvou korelačních veličin, jejichž označení pochází z anglické terminologie. První veličinou je standardní chyba odhadu *RMSE* (Root Mean Square Error) [24], která je definována vztahem

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{aprox i} - x_{měř i})^2}{n}}, \quad (7.1)$$

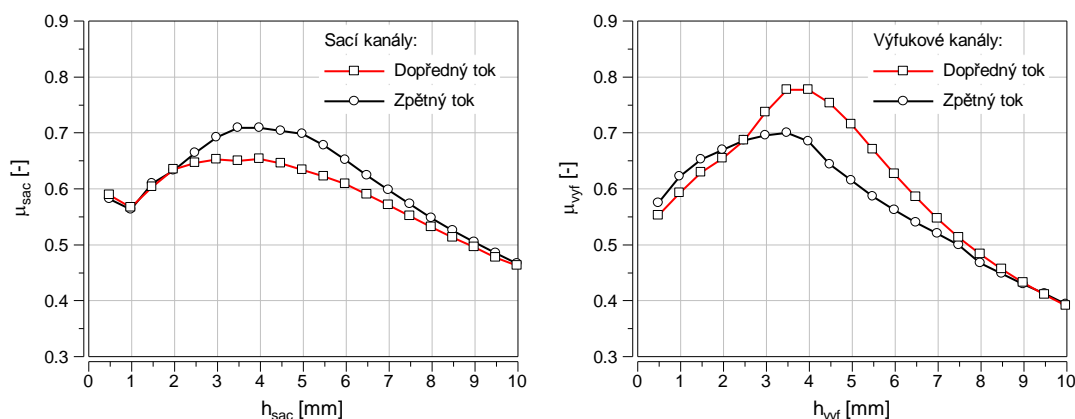
kde n je počet srovnávaných, resp. měřených bodů. Standardní chyba odhadu vyjadřuje rozdíl, který lze očekávat mezi aproximovanými a měřenými hodnotami s pravděpodobností 68%. S pravděpodobností 95,5% se budou aproximované hodnoty odchýlovat od měřených hodnot o méně jak $2 \cdot RMSE$. Druhou hodnotící veličinou je koeficient determinace definovaný vztahem

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (x_{aprox i} - x_{měř i})^2}{\sum_{i=1}^n (x_{měř i} - \bar{x}_{měř})^2}. \quad (7.2)$$

Koeficient determinace R^2 je parametr umožňující relativní posouzení chyby aproximace a měl by nabývat hodnot alespoň $R^2 > 0,5$. Pokud je dosahováno hodnot $R^2 > 0,9$, jedná se o velmi dobrou a spolehlivou aproximaci [24].

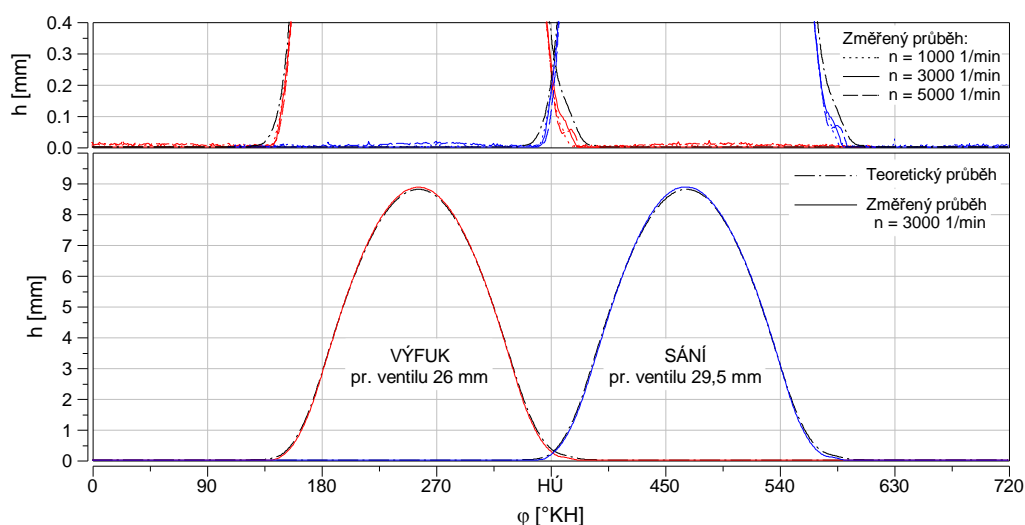
7.1 Nepřímé měření obsahu zbytkových spalín

Jak již bylo zmíněno v přehledu metod užívaných pro zjištění obsahu zbytkových spalín, typickým představitelem nepřímého určení tohoto parametru je tzv. třítlaká analýza změřeného indikovaného tlaku ve válci motoru a v sacím a výfukovém potrubí. Pro korektní provedení výpočtové třítlaké analýzy je zapotřebí znát průtokové vlastnosti sacích a výfukových kanálů. Ty byly zjištěny stacionárním měřením pro oba směry proudění na anemometrickém testeru 24TV od firmy Jaroš [4] vyobrazeném v příloze P8. Aby se minimalizovaly ztráty prouděním vytvářející se mimo oblast sledovaného okolí sedel ventilů, byly při měření použity speciálně vyrobené nátrubky zajišťující plynulý nátok do kanálů v hlavě válců. Vyobrazení těchto nátrubek spolu s uvedením konkrétních případů jejich použití je rovněž uvedeno v příloze P8. Na Obr.7.1 jsou uvedeny změřené hodnoty průtokových součinitelů pro sací a výfukový kanál a to jak pro dopředný, tak i pro zpětný směr proudění.



Obr.7.1 – Průtokové součinitele sacích a výfukových kanálů pro oba směry proudění v závislosti na zdvihu otevření ventilů.

Teoretické zdvihové křivky ventilů jsou relativně dostupné z výkresové dokumentace, avšak ty se od skutečných průběhů mohou odlišovat. Na *Obr.7.2* je uvedeno porovnání teoretických a změřených průběhů zdvihových křivek při různých otáčkách motoru. Měření bylo provedeno na elektromotorem poháněné maketě motoru bez spalování.

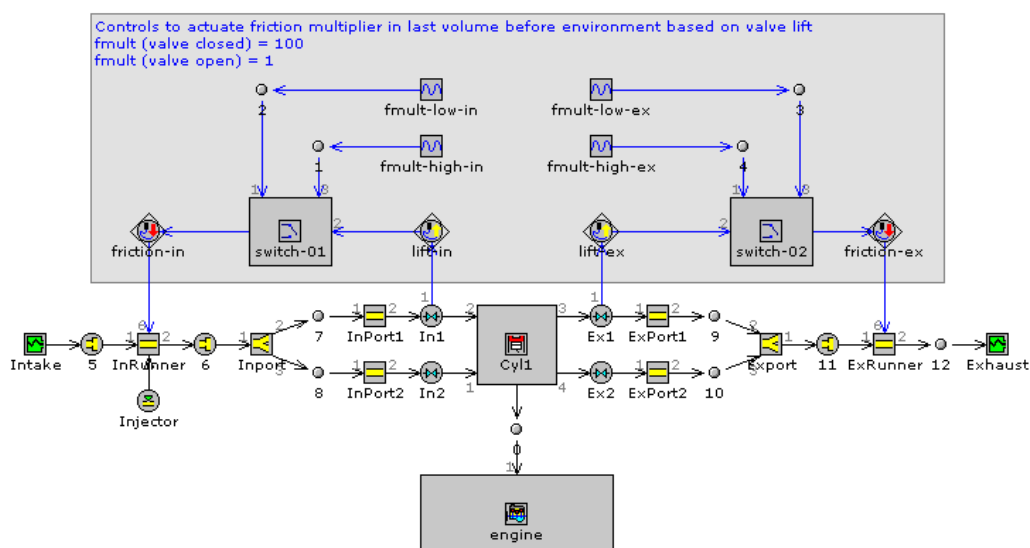


Obr.7.2 – Teoretické a změřené průběhy zdvihových křivek sacích a výfukových ventilů při různých otáčkách motoru, nahoře detail oblasti nízkých zdvihů.

Skutečné časování je dáno nejen profilem vaček a mechanismem pro vymezování vůlí, ale i vzájemnou polohou klikového hřídele vůči vačkovým hřídelům. Tato vzájemná poloha je ovlivňována dynamikou řetězového pohonu, jeho opotřebením i teplotní roztažností dílů. Odchytky mohou vzniknout už při montáži motoru, kdy vzájemná poloha vačkových hřídelů a klikového hřídele nemusí být naprosto přesně zajištěna. Z těchto důvodů je vzájemná poloha změřených a teoretických zdvihových křivek nejistá a v grafech na *Obr.7.2* byla určena tak, aby osy symetrie teoretické a změřené zdvihové křivky spolu koincidovaly. Z uvedeného

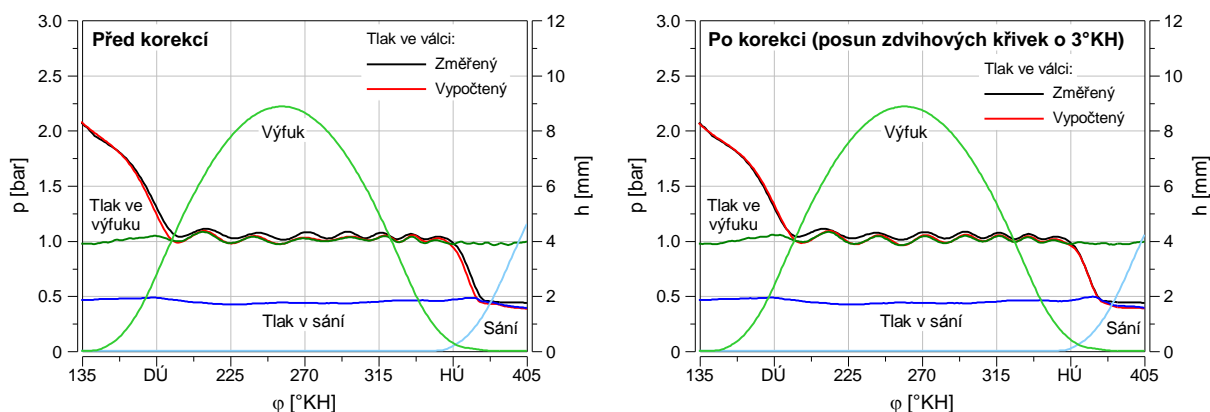
porovnání je patrné, že i přes toto opatření se změřené průběhy od teoretických odlišují a to převážně v oblasti nízkých zdvihů, takže jsou posunuty okamžiky otevření a zavření ventilů a tím je ovlivněna i skutečná velikost překrytí. Otáčky motoru mají vliv na dynamické chování ventilového rozvodu, což se opět projevuje hlavně v oblasti otevírání a zavírání ventilů. S rostoucími otáčkami motoru roste i maximální zdvih ventilů, který se však nemusí nutně projevit zvětšením efektivní průtočné plochy, neboť při vyšších zdvizích je už maximální průtok limitován průřezem vlastního kanálu (na *Obr.7.1* jsou vidět velmi nízké hodnoty průtokových součinitelů při vyšších zdvizích výfukových ventilů). Pro následující výpočty byly použity jednotné zdvihové křivky ventilů zjištěné měřením při otáčkách motoru 3000 1/min.

Pro praktické provedení třítlakové analýzy byl zvolen komerční software GT-Power ver.7.0 [33] obsahující již připravený vzorový model, který bylo nutné přizpůsobit pro konkrétní motor. Vyobrazení tohoto modelu je uvedeno na *Obr.7.3*.



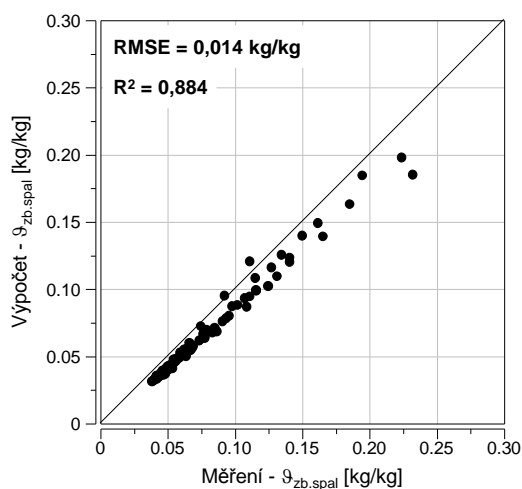
Obr.7.3 – Model pro výpočet obsahu zbytkových spalín z třítlakové analýzy v prostředí GT-Power.

Jako vstupní hodnoty indikovaného tlaku ve válci motoru a v sacím a výfukovém potrubí byly použity střední průběhy z 200 po sobě jdoucích změřených cyklů. Dalšími vstupy do výpočtu byly otáčky motoru, součinitel přebytku vzduchu, úhlový okamžik předstihu zážehu a střední teplota vzduchu v sacím potrubí. Provedená kontrola změřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci motoru v oblasti výměny náplně válce ukázala, že skutečné časování ventilového rozvodu je proti změřeným průběhům na *Obr.7.2* posunuto o 3°KH na sací i výfukové straně. Tento úhel byl zjištěn srovnáním obou průběhů tlaku v oblasti volného výfuku a v oblasti počátku otevírání sacích ventilů při nízkém zatížení motoru, kdy je mezi výfukovým a sacím kanálem výrazný tlakový rozdíl. Příklad srovnání změřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci motoru před a po korekci posunem zdvihových křivek je uvedeno na *Obr.7.4*.



Obr.7.4 – Průběh změřeného a vypočteného průběhu tlaku před a po korekci posunem zdvihových křivek ventilů, $n = 2000$ 1/min, $p_{istř} = 4$ bar.

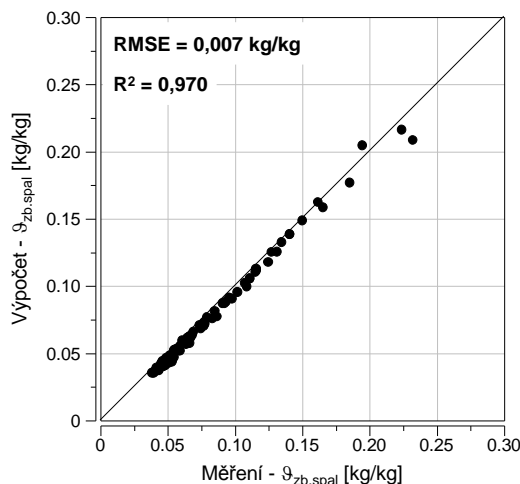
Pro další výpočty byly již vždy aplikovány tyto posunuté průběhy zdvihových křivek ventilů. Zjištěné hodnoty součinitele zbytkových spalín pomocí třítlaké analýzy byly porovnány s dříve uvedeným měřením (viz *Obr.6.4*). Vzájemné srovnání těchto hodnot z celého pole úplné charakteristiky motoru je uvedeno na *Obr.7.5* spolu s vyčíslením standardní chyby odhadu a koeficientu determinace. Z korelačního grafu je patrná poměrně dobrá shoda výpočtu s měřením, vypočtené hodnoty součinitele zbytkových spalín jsou však proti naměřeným hodnotám mírně nižší.



Obr.7.5 – Korelace mezi změřenými a vypočtenými hodnotami součinitele zbytkových spalín pomocí třítlaké analýzy v prostředí GT-Power.

Pro vzájemné srovnání byl proveden ještě jeden výpočet s využitím komerčního softwaru AVL GCA (Gas Exchange and Combustion Analysis), který je součástí programového balíku AVL IndiCom ver.1.4, jehož výhodou je, že přímo pracuje s naměřenými indikovanými průběhy tlaků, takže není nutná jejich konverze. Vedle těchto průběhů tlaku vyžadoval výpočtový program ještě zadání hmotnostního toku paliva a vzduchu a středních teplot v sacím a výfukovém potrubí. Zadání rozměrů

válcové jednotky, zjednodušené geometrie sacích a výfukových kanálů, zdvihových křivek ventilů a průtokových součinitelů a dalších veličin je řešeno přes jednoduché, uživatelsky orientované rozhraní [7]. Vypočtené hodnoty součinitele zbytkových spalin jsou vyneseny do korelačního grafu na Obr.7.6, kde jako reference opět slouží naměřené hodnoty. Z uvedeného grafu je patrná velice dobrá shoda aproximace s experimentem. Dle korelačních ukazatelů, a vlastně i optometricky, je patrné, že touto metodou bylo dosaženo lepších výsledků proti principiálně stejnému výpočtu v prostředí GT-Power.



Obr.7.6 – Korelace mezi změřenými a vypočtenými hodnotami součinitele zbytkových spalin pomocí třítlakové analýzy v prostředí AVL GCA.

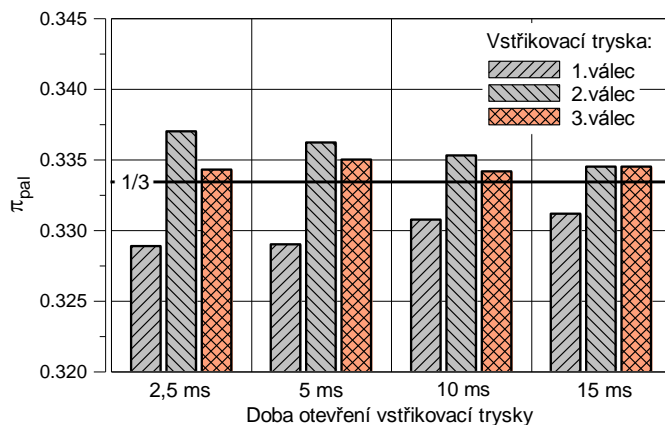
7.2 Výpočtový odhad součinitele zbytkových spalin

Z analýzy idealizovaného p-V diagramu byl odvozen vztah (2.6), který byl použit ve tvaru, kde tlak a teplota příslušely měřenému stavu výfukových plynů na výstupu z hlavy válců

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{1}{1 + \frac{m_{sm}^v r_{spal} T_{vyf}}{p_{vyf} V_{z1}} (\varepsilon - 1)} \quad (7.3)$$

Množství směsi ve válci motoru m_{sm}^v je určeno výpočtem na základě měřeného hmotnostního průtoku paliva a součinitele přebytku vzduchu zjištěného analýzou výfukových plynů, jejíž detaily jsou uvedeny v příloze P3. Cílem výpočtu je určení množství směsi zachycené ve třetím válci, jenž byl předmětem zkoumání. Měřený průtok paliva i složení spalin však odpovídá úhrnným hodnotám ze všech třech válců. Za předpokladu stejné sací schopnosti jednotlivých válců, u kterých nedochází k proplachování spalovacího prostoru, může být odchylka v bohatosti palivové směsi mezi jednotlivými válci způsobena pouze rozdílným množstvím vstřikovaného paliva. K tomu může u sekvenčního vstřikování paliva docházet vlivem výrobního rozptylu ve

velikosti vstřikovacích otvorů trysek. Rozdíly mezi jednotlivými vstřikovači byly posuzovány s využitím laboratorního zařízení, které umožňuje libovolně nastavit dobu otevření testovaných trysek. Vlastní hodnocení jednotlivých vstřikovačů potom probíhalo na základě gravimetrického porovnání celkového množství vstřikovaného paliva při různě dlouhých periodicky opakujících se dávkách vstřiku. Relativní srovnání použitých vstřikovačů paliva je uvedeno na *Obr.7.7*. Z porovnání je patrné, že do sledovaného třetího válce bylo ve všech režimech dopravováno více jak 1/3 paliva, konkrétně v průměru 0,3349 podílu z celkového množství vstřikovaného paliva.



Obr.7.7 – Relativní množství vstřikovaného paliva jednotlivými vstřikovacími tryskami při různé délce vstřiku, tlak paliva 4 bar, hustota paliva 748 kg/m³.

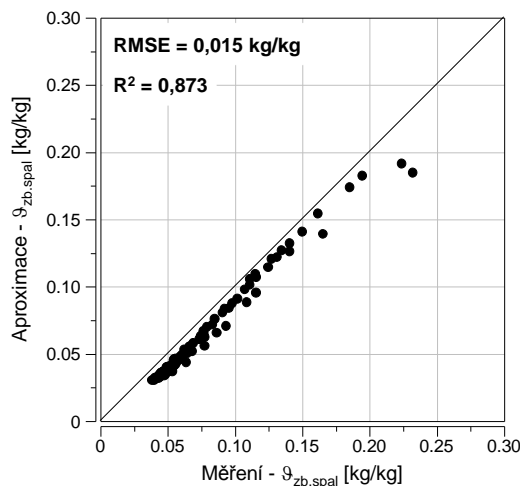
Změřená hodnota úhrnného součinitele přebytku vzduchu ve spalínách λ_{1-3} (střední hodnota ovlivněná individuálním složením náplně všech válců) musí být tedy přepočtena pro sledovaný třetí válec dle vztahu

$$\lambda = \frac{\lambda_{1-3}}{i \pi_{pal}}, \quad (7.4)$$

kde i je počet válců motoru a pro daný případ je $\pi_{pal} = 0,3349$. Vyšší podíl vstřikovaného paliva má samozřejmě dopad i na výpočet množství směsi ve válci

$$m_{sm}^v = \frac{2\dot{m}_{pal} \pi_{pal}}{n} (1 + \lambda L_{vvt}), \quad (7.5)$$

kde se využívá skutečnosti, že nedochází k proplachování spalovacího prostoru, tedy že se v době překrytí ventilů nedostává čerstvá směs do výfukového potrubí, takže je možné vycházet ze změřeného součinitele přebytku vzduchu ve spalínách. Výsledné hodnoty součinitele zbytkových spalin vypočtené dle vztahu (7.3) s dosazenou hodnotou plynové konstanty $r_{spal} = 292 \text{ J/kgK}$ jsou opět srovnány s měřením v celém poli úplné charakteristiky motoru a jsou spolu se statistickými veličinami vyneseny do korelačního grafu na *Obr.7.8*. Přestože se jedná o velmi jednoduchý vztah, bylo dosaženo poměrně dobré shody s experimentem, aproximované hodnoty součinitele zbytkových spalin jsou mírně podhodnoceny.



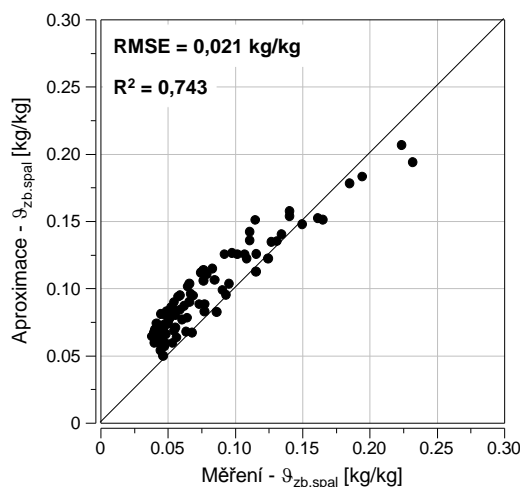
Obr.7.8 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle vztahu (7.3).

Vztah (2.8) vycházející z energetické bilance lze přepsat do tvaru, kde je počítáno s teplotou a tlakem vztaženým k okamžiku zavření sacích ventilů

$$m_{zb.spal}^v = \frac{1}{T_{vyf}} \left[\frac{p_{vSZ} V_{vSZ}}{r} - m_{sm}^v T_{sac} + \frac{V_{z1}}{\varepsilon - 1} \frac{\kappa - 1}{r \kappa} (p_{vyf} - p_{vSZ}) \right] . \quad (7.6)$$

Za teplotu a tlak výfukových plynů byly dosazovány střední hodnoty měřené na výstupu z hlavy válců před katalyzátorem výfukových plynů. Teplota nasávané směsi, resp. vzduchu, byla měřena v sacím potrubí motoru. Vyčíslení tlaku p_{vSZ} bylo provedeno na základě reálného časování ventilového rozvodu s využitím středního průběhu indikovaného tlaku z 200 změřených cyklů. Poissonova konstanta byla volena $\kappa = 1,29$ a charakteristická plynová konstanta $r = 290 \text{ J/kgK}$. Výsledná hodnota součinitele zbytkových spalín je pak dána definičním vztahem

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{m_{zb.spal}^v}{m_{sm}^v + m_{zb.spal}^v} . \quad (7.7)$$



Obr.7.9 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle vztahu (7.6).

Porovnání výsledků výpočtu s přímým měřením je uvedeno na *Obr.7.9*. Z uvedeného srovnání je patrné, že při nízkých hodnotách součinitele zbytkových spalin dává tento výpočtový odhad příliš vysoké hodnoty.

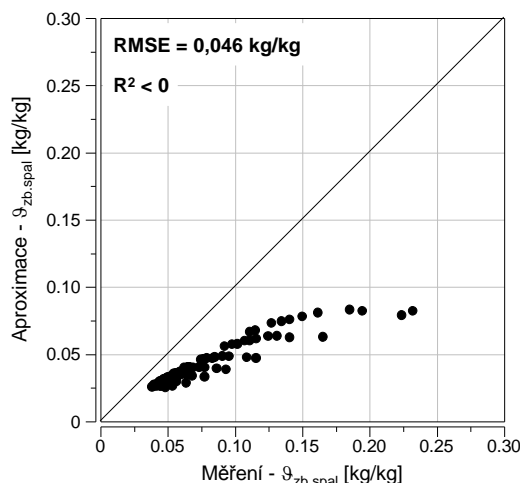
Pro případ, kdy byla teplota na konci výfukového zdvihu počítána na základě izochorického přívodu tepla do oběhu dle [35], lze vztah (2.10) přepsat do tvaru

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_{vyf}}{p_{vSZ}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(1 + \frac{m_{sm}^v}{1 + \lambda L_{vvt}} \frac{H_u \eta_{hoř}}{p_{vSZ} V_{vSZ}} \frac{\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right)^{-\frac{1}{\kappa}}, \quad (7.8)$$

kde byla uvažována výhřevnost paliva $H_u = 43,4$ MJ/kg a chemická účinnost hoření byla počítána pomocí často užívaného vztahu dle [32]

$$\begin{aligned} \eta_{hoř} &= 1,3733\lambda - 0,3733 & \forall \lambda < 1 \\ \eta_{hoř} &= 1 & \forall \lambda \geq 1 \end{aligned} \quad (7.9)$$

Jak je patrné z korelačního grafu na *Obr.7.10*, tento postup vede k naprosto nereálným hodnotám součinitele zbytkových spalin a lze ho pro praxi označit jako nepoužitelný.

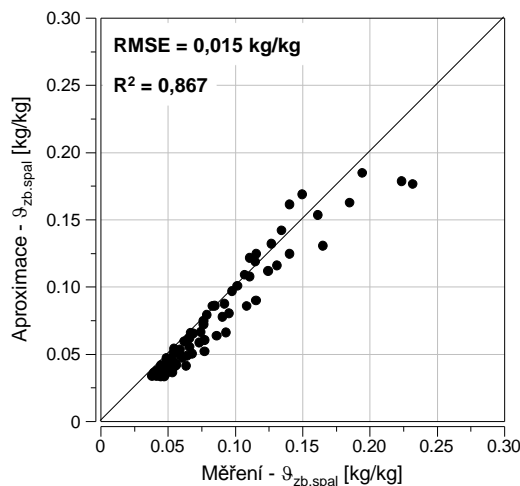


Obr.7.10 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalin dle vztahu (7.8).

Přiřazením teploty $T_6 = T_{vyf}$ lze vztah (2.11) pro odhad součinitele zbytkových spalin přepsat do tvaru

$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{1}{1 + \frac{T_{vyf}}{T_{sac}} \left[\varepsilon \left(\frac{p_{sac}}{p_{vyf}} \right) - \left(\frac{p_{sac}}{p_{vyf}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (7.10)$$

ve kterém vystupují jako proměnné veličiny pouze měřený tak a teplota v sacím a výfukovém potrubí. Při uvažování poměru tepelných kapacit $\kappa = 1,29$, což je hodnota shodná s předchozími případy, se pro daný motor dosáhlo relativně dobré shody aproximace s experimentem, jak je patrné z *Obr.7.11*.

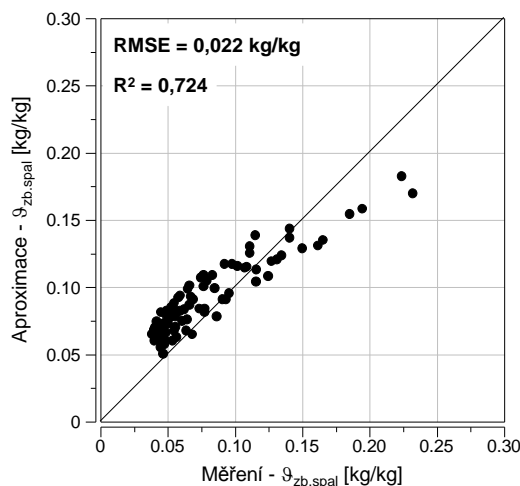


Obr.7.11 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle vztahu (7.10).

Vztah (2.12) lze přepsat do tvaru

$$m_{zb.spal}^v = \frac{1}{T_{vyf}} \left(\frac{p_{vSZ} V_{vSZ}}{r} - m_{sm}^v T_{sac} \right), \quad (7.11)$$

kde byla teplota směsi nahrazena teplotou vzduchu v sacím potrubí. Tento vztah vykazuje větší odchylky od změřených hodnot než obdobný vztah (7.6), kde byl navíc uvažován i efekt ochlazení zbytkových spalín vlivem expanze na tlak v sacím potrubí. Tyto děje nabývají na významu při nízkém zatížení motoru, kdy je součinitel zbytkových spalín vyšší, jak je ostatně patrné i z porovnání *Obr.7.9* a *Obr.7.12*.

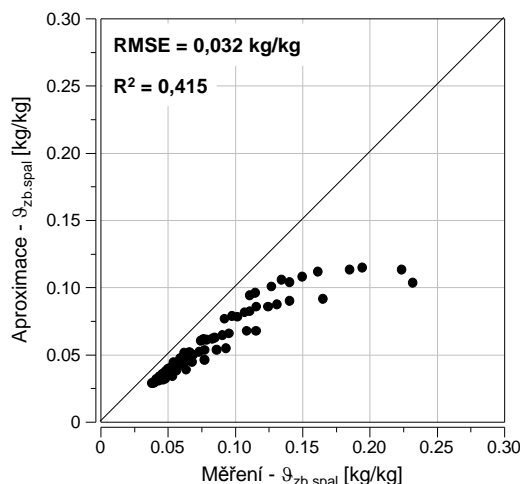


Obr.7.12 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle vztahu (7.11).

Yun-Mirskyho model [85] definovaný vztahem (2.13) se ukazuje pro vyšetřovaný motor jako naprosto nepoužitelný. Určitého zlepšení bylo dosaženo změnou intervalu, na kterém se předpokládá izoentropická změna stavu – okamžik zavření výfukových ventilů byl nahrazen okamžikem otevření sacích ventilů

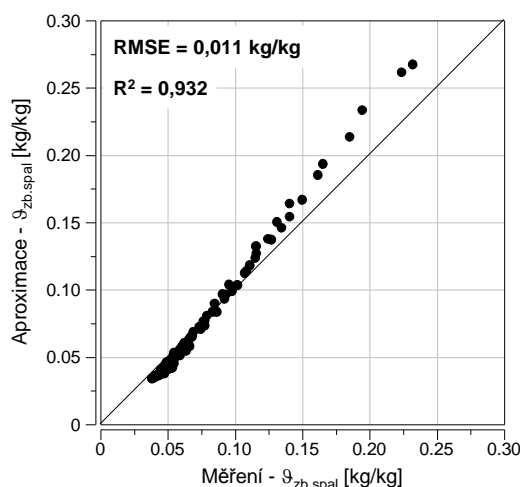
$$\vartheta_{zb.spal} = \frac{V_{vSO}}{V_{vVO}} \left(\frac{p_{vSO}}{p_{vVO}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (7.12)$$

Ani s touto úpravou se však nedosáhlo uspokojivých výsledků, viz graf na *Obr.7.13*.



Obr.7.13 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle modifikovaného Yun-Mirského modelu – vztah (7.12).

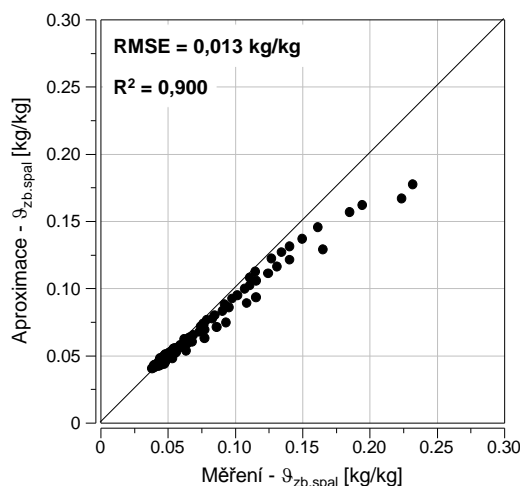
Nejperspektivnějším přístupem z oblasti těchto jednoduchých výpočetních modelů se zdá být fenomenologický model dle autorů Köhler-Bargende [42] popsaný vztahy (2.17) až (2.20). Pro srovnávací výpočty byla užitá doporučená plynová konstanta spalín $r_{spal} = 292 \text{ J/kgK}$ a okamžité průtokové součinitele kanálů byly brány z měření při zpětném proudění, neboť v oblasti překrytí ventilů (zvláště při částečném zatížení motoru) lze očekávat převážně opačný směr proudění. Při vyšších zatíženích motoru se dosáhlo velmi dobré shody s experimentem, při nízkých zatíženích motoru, resp. při vyšších hodnotách součinitele zbytkových spalín dává tento výpočtový model vyšší hodnoty proti přímému měření, jak je patrné z korelačního grafu na *Obr.7.14*.



Obr.7.14 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle autorů Köhler-Bargende – vztahy (2.17) až (2.20).

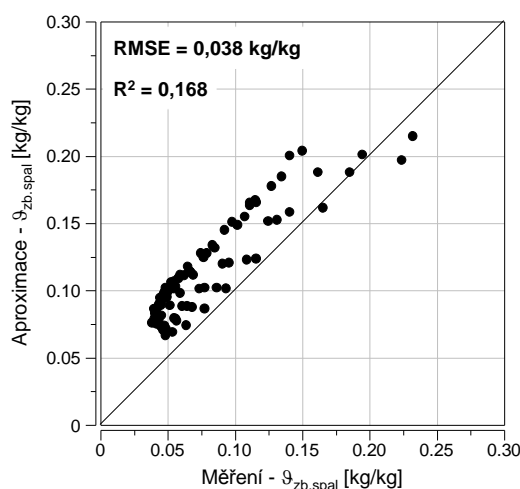
7.3 Empirický výpočet součinitele zbytkových spalín

Empirické modely jsou určeny pouze pro omezenou typovou řadu motorů, pro kterou byly navrženy. Nicméně, pro úplnost jsou zde ukázány i výsledky výpočtů dle obou dříve uvedených empirických modelů. První z nich je Müller-Bertlingův model popsáný vztahy (2.21) až (2.24). Tento model poskytuje výsledky v relativně dobré shodě s měřením na vyšetřovaném typu motoru, jak je patrné dle *Obr.7.15*.



Obr.7.15 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle Müller-Bertlingova modelu – vztahy (2.21) až (2.24).

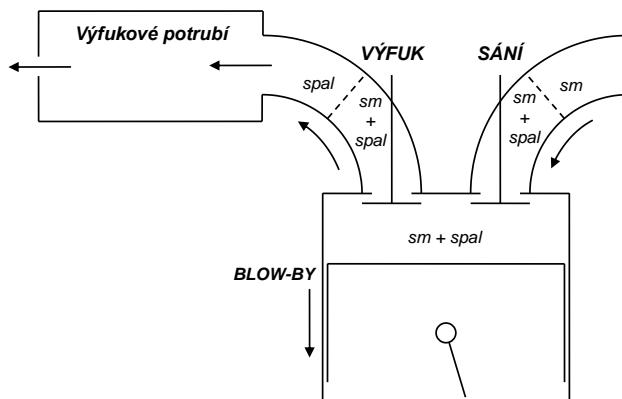
Druhým modelem je model dle Fox-Heywooda [26] definovaný vztahy (2.27) a (2.28). I přesto, že tento model zahrnuje vliv překrytí ventilů, ukazuje se jako nevhodný, neboť dává příliš vysoké hodnoty součinitele zbytkových spalín proti měřeným hodnotám, jak je vidět z korelačního grafu na *Obr.7.16*. Nesoulad aproximace s experimentem je způsoben i tím, že tento model vychází částečně ze vztahu (2.10), resp. (7.8), který se rovněž ukázal jako nevhodný.



Obr.7.16 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami součinitele zbytkových spalín dle Fox-Heywoodova modelu – vztahy (2.27) a (2.28).

7.4 Výpočtová simulace oběhu s výměnou náplně válce

Pro posouzení, zda je výpočtová simulace vhodným nástrojem pro určení velikosti součinitele zbytkových spalín, byl zvolen vlastní výpočtový program [58] vytvořený v tabulkovém procesoru Microsoft Excel. Podstatou výpočtového modelu je pracovní válec motoru s připojeným sacím a výfukovým traktem rozděleným na více sekcí, jak je schematicky znázorněno na *Obr.7.17*. Jedná se o 0-D objemový model, takže není počítáno s tlakovými pulsacemi v sacím a výfukovém traktu. Tlak v sacím potrubí, jako jeden z hlavních vstupních parametrů, je sice zdáván jako konstanta, ale při výpočtu je počítáno s jeho plynulým navyšováním na požadovanou hodnotu tlaku v okamžiku zavření sacích ventilů. Průběh tlaku ve výfukovém potrubí je počítán na základě tlakové ztráty definované výstupním průřezem z charakteristického objemu výfukového traktu, do kterého jsou svedeny výstupy ze všech virtuálních válců motoru. Výpočet je založen na numerickém řešení diferenciálních rovnic zachování hmoty a energie pro otevřený systém, ve kterém se předpokládá dvousložkové složení – směs a spaliny popsané stavovou rovnicí ideálního plynu. V modelu je počítáno i se zpětným tokem přes ventily, v případě sacích ventilů se obsah náplně válce o daném složení dočasně akumuluje v dynamicky proměnném objemu (na *Obr.7.17* čárkovaně vyznačená oblast v sacím potrubí), ze kterého se následně vrací zpět do válce. Uvnitř všech dílčích objemů se předpokládá proces dokonalého míšení. Kvůli určení počátečních hodnot je celý výpočet řešen iteračně s manuálním spouštěním každého iteračního kroku.



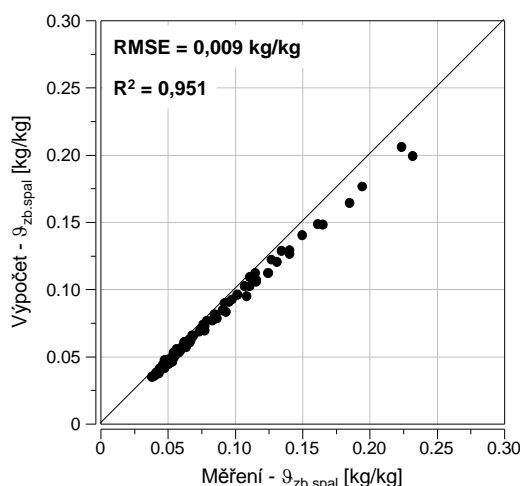
Obr.7.17 – Schematické znázornění 0-D modelu válce čtyřdobého pístového spalovacího motoru pro výpočet pracovního oběhu [58].

Stručný výčet základních charakteristických vlastností a možností tohoto simulačního výpočtu je uveden v následujících bodech:

- Proměnné termodynamické vlastnosti směsi i spalín
- Velikost uvolňovaného tepla hořením snižována vlivem disociace produktů hoření
- Kvazi-dvouzónový model hoření (jednozónový model s následným určením teplot v zóně nespálené směsi a v zóně spalín)

- Možnost výběru součinitele přestupu tepla dle různých autorů
- Iterační výpočet povrchových teplot spalovacího prostoru
- Možnost přímého srovnání mezi měřením a simulačním výpočtem

Hlavní výhodou tohoto simulačního výpočtu je otevřenost prostředí Microsoft Excel pro další úpravy a dále rychlost výpočtu, která se pohybuje v řádu několika sekund v závislosti na počtu iteračních kroků. Základními vstupy do výpočtu jsou otáčky motoru, součinitel přebytku vzduchu, předstih zážehu a střední tlak a teplota vzduchu v sacím potrubí. Výsledky simulačního výpočtu vyšetřovaného motoru jsou uvedeny v korelačním grafu na Obr.7.18, ze kterého je patrné, že výpočet dává nižší hodnoty součinitele zbytkových spalín proti skutečnosti, podobně jako třítlaká analýza změřených průběhů tlaku. Důvodem může být podhodnocení součinitele přestupu tepla vedoucí k vyšší teplotě spalín na konci výfukového zdvihu, případně nepřesné určení skutečného časování ventilového rozvodu v oblasti překrytí ventilů.



Obr.7.18 – Korelace mezi změřenými a vypočtenými hodnotami součinitele zbytkových spalín pomocí simulačního 0-D modelu.

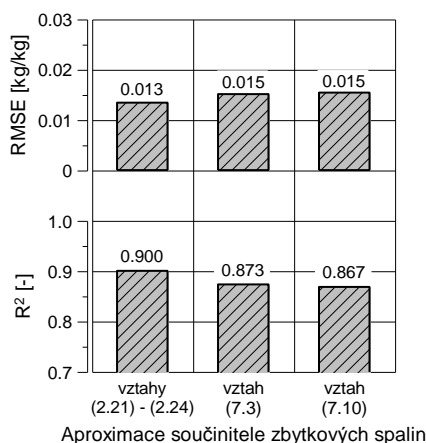
7.5 Zhodnocení jednotlivých přístupů

Hodnocení kvality aproximace je možné provádět na základě korelačních veličin $RMSE$ a R^2 . Jednotlivé způsoby nepřímého určení součinitele $\vartheta_{zb.spal}$ lze podle jejich kvality rozdělit do třech skupin:

- Zcela nepoužitelné
- Použitelné pouze pro motory s malým překrytím ventilů
- Univerzálně použitelné

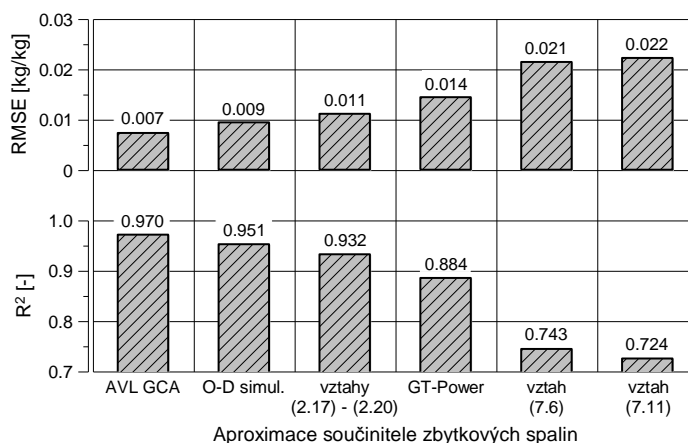
Mezi zcela nepoužitelné přístupy patří ty, u kterých je koeficient determinace $R^2 < 0,5$. Konkrétně se jedná o vztah (7.8), Yun-Mirskyho model definovaný vztahem (2.13), resp. (7.12) a Fox-Heywoodův model definovaný vztahy (2.27) a (2.28).

Vzhledem k tomu, že měření probíhalo na motoru s relativně malým překrytím ventilů, bylo dosaženo dobré shody s experimentem i u přístupů, kde není s vlivem překrytí ventilů vůbec počítáno. Tyto přístupy je ale nutné zařadit do kategorie výpočtů platných pouze pro tento typ motoru. Konkrétně se jedná o výpočtové odhady uvedené na *Obr.7.19*, kde jsou v grafické podobě znázorněny korelační veličiny v pořadí od nejlepší k nejméně přesné aproximaci.



Obr.7.19 – Kvalitativní zhodnocení výpočtových odhadů součinitele zbytkových spalín pro motory s malým překrytím ventilů.

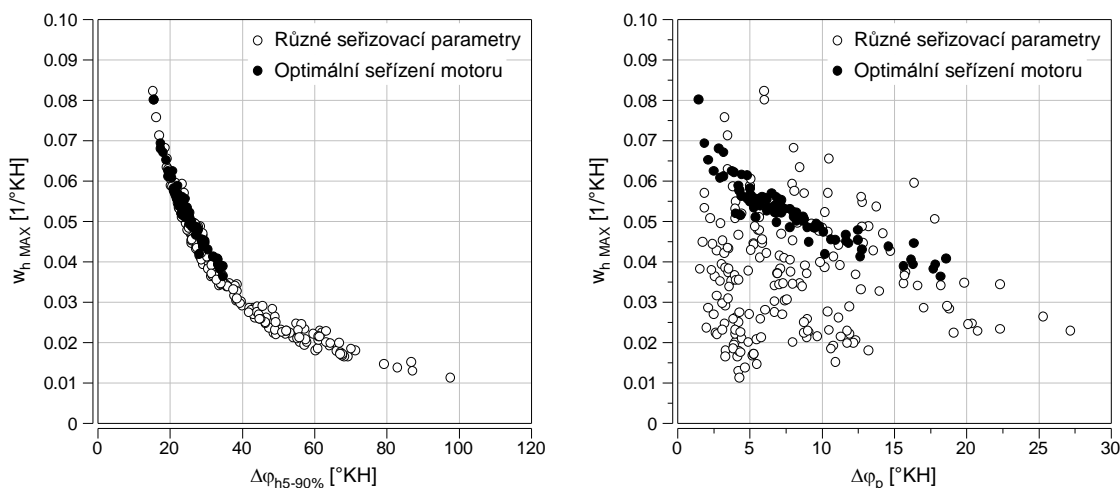
Univerzálně použitelné přístupy počítají i s vlivem různého časování ventilů a lze je podle korelačních kritérií seřadit tak, jak jsou uvedeny na *Obr.7.20*. Jako nejspolehlivější nepřímá metoda určení součinitele zbytkových spalín se jeví třítlaká analýza změřených průběhů tlaku s využitím komerčního softwaru AVL GCA následovaná 0-D simulačním výpočtem. Nutno však poznamenat, že i tyto spolehlivější metody jsou obecně zatíženy nejistotou ve stanovení skutečných průběhů zdvihových křivek ventilů, které podstatným způsobem ovlivňují množství zbytkových spalín zvláště při nízkém zatížení motoru.



Obr.7.20 – Kvalitativní zhodnocení univerzálně použitelných přístupů pro určení součinitele zbytkových spalín.

8. ANALÝZA PRŮBĚHU HOŘENÍ

Celý průběh hoření směsi ve spalovacím prostoru zážehového spalovacího motoru lze rozdělit na dvě fáze – průtah zážehu a vlastní hoření. Termodynamické analýzy indikátorových diagramů ukazují, že tyto dvě fáze spolu obecně vzájemně nijak nesouvisí a nelze tedy mezi nimi nalézt univerzálně platnou vazbu. Z běžných měření při optimálním seřízení motoru (úhel při 50% vyhoření paliva v rozmezí $5\div 15^\circ\text{KH}$ po HÚ) se může zdát, že zde určitá souvislost existuje, avšak toto neplatí obecně pro jakékoliv seřízení motoru. Vlastní hoření je dáno okamžitou rychlostí přeměny paliva na produkty hoření, která ovšem není konstantní, proto se jako integrální parametr kvantifikující rychlost hoření obvykle používá úhlová délka hoření. Určení této hodnoty bývá však mnohdy problematické kvůli nejednoznačnému určení konce hoření [67]. Tvar křivky vyjadřující rychlost hoření při deflagračním plameni je většinou téměř symetrický (pokud se nejedná o abnormální průběhy hoření [53]), takže jako alternativní veličinu k úhlové délce hoření lze využít maximální dosaženou hodnotu jednotkové rychlosti hoření. Vzájemný vztah mezi všemi výše zmiňovanými veličinami pro různé režimy i seřízení motoru ukazují grafy na *Obr.8.1*. Mezi maximální rychlostí a úhlovou délkou hoření je jednoznačná hyperbolická závislost. Z rozptylu bodů v pravém grafu je zřejmé, že rychlost hoření a průtah zážehu jsou obecně na sobě nezávislé veličiny a je tedy nutné k nim přistupovat zcela samostatně.

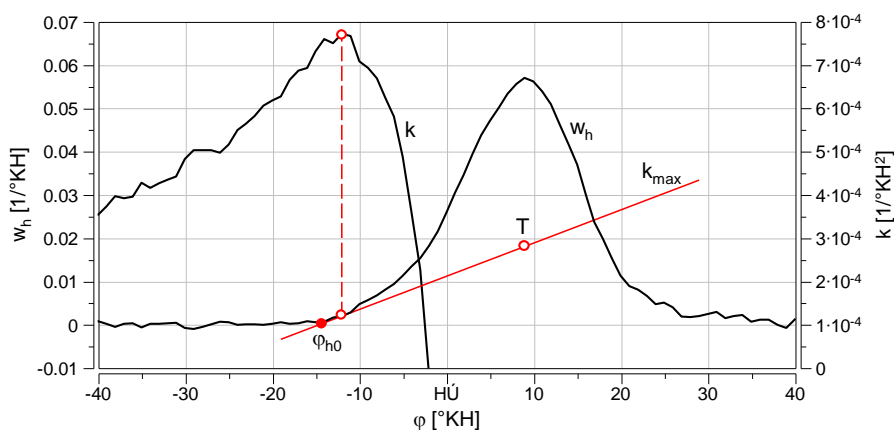


Obr.8.1 – Vzájemná korelace mezi úhlovou délkou hoření a maximální jednotkovou rychlostí hoření, vzájemná korelace mezi průtahem zážehu a maximální jednotkovou rychlostí hoření, střední hodnoty z 200 měřených cyklů, $n = 840\div 5500$ 1/min, $\alpha_z = -4\div 47^\circ\text{KH}$, $\vartheta_{zb.spal} = 0,04\div 0,34$ kg/kg, $\lambda = 0,76\div 1,21$.

8.1 Určení průtahu zážehu

Průtah zážehu byl určován dle postupu uvedeného v [55]. S výhodou bylo využito vyhodnocovacího softwaru AVL IndiCom, resp. AVL Concerto [6], do kterého byla v grafickém prostředí CalcGraf [5] naprogramována výpočtová procedura, která

byla automaticky aplikována na všechna změřená data z vysokotlaké indikace motoru. Princip určení počátku hoření spočíval ve strojovém zpracování průběhu jednotkové rychlosti hoření dle Obr.8.2. Z těžiště plochy T pod sledovanou křivkou se "vysílají" přímky protínající postupně všechny body na levé části křivky, přímka s maximální směrnicí k_{max} pak určuje úhel počátku hoření φ_{h0} . Ten je dán průsečíkem této přímky s nulovou čarou.



Obr.8.2 – Princip určení úhlové polohy počátku hoření z průběhu jednotkové rychlosti hoření.

Výškou polohy těžiště plochy pod křivkou lze ovlivnit výsledek výpočtu zásadním způsobem. Teoreticky by výšková souřadnice těžiště měla být co nejnižší, avšak v případě příliš zarušeného signálu by výpočet nemusel být korektní. Vhodným kompromisem je výškovou polohu těžiště nijak nesnižovat a zjištěný úhel počátku hoření korigovat pomocí stejné procedury aplikované na aproximovaný Vibeho průběh rychlosti hoření. Tento postup výpočtu byl zvolen i v případě zpracování naměřených dat v této práci. Vlastní průtah zážehu byl pak počítán jako rozdíl mezi počátkem hoření φ_{h0} a úhlem při přeskoku jiskry na elektrodách zapalovací svíčky, který byl zaznamenáván do stejného datového souboru.

Výše uvedená výpočtová procedura byla postupně použita při všech 200 zaznamenaných pracovních cyklech v každém provozním režimu motoru. Výsledná (charakteristická) hodnota průtahu zážehu pro daný režim motoru pak byla vypočtena ze souboru 200 hodnot jako medián s tím, že nebyly brány v potaz cykly, u kterých nedošlo k zážehu směsí. Tato situace ojediněle nastávala v případech, kdy byl nastavován příliš velký předstih zážehu za účelem pokrytí co možná nejširšího rozsahu tohoto regulačního parametru.

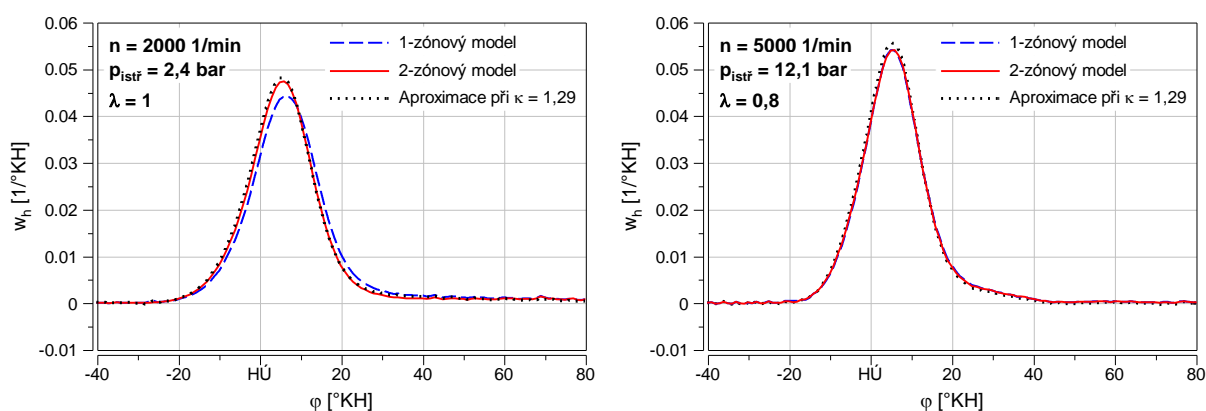
8.2 Určení jednotkové rychlosti hoření

Průběh jednotkové rychlosti hoření byl rovněž určován v prostředí AVL IndiCom, resp. AVL Concerto [6], kvůli snadné manipulaci s naměřenými daty.

Procedura vycházela ze středního průběhu indikovaného tlaku zjištěného aritmetickým průměrem hodnot tlaku na daném úhlu pootočení klikového hřídele ze všech zaznamenaných pracovních cyklů motoru s vyloučením cyklů, u kterých nedošlo ke korektnímu zážehu směsi. Pro vlastní výpočet byl použit jednoduchý vztah vycházející z 1. zákona termodynamiky pro uzavřený systém. V tomto případě nezáleží na tom, zda se rovnou vychází ze středního průběhu tlaku nebo zda se výsledný střední průběh rychlosti hoření vypočítá až následně ze všech průběhů příslušejících jednotlivým pracovním cyklům.

$$w_h = \frac{C}{\kappa - 1} \left(\kappa p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + V_v \frac{dp_v}{d\varphi} \right), \quad (8.1)$$

kde konstanta C má právě takovou velikost, aby $\int_{\varphi_{h0}}^{\varphi_{h0} + \Delta\varphi_h} w_h d\varphi = 1$. Poissonova konstanta κ zde nepředstavuje prostý podíl měrných tepelných kapacit, ale jedná se o experimentálně zjištěnou hodnotu, která kompenzuje vlivy odvodu tepla, netěsnosti spalovacího prostoru, proměnných termodynamických vlastností náplně válce i vliv disociace produktů hoření. Při volbě konstanty $\kappa = 1,29$ bylo v převážné většině vyšetřovaných režimů motoru dosaženo dobré shody s exaktním výpočtem. Příklad takového srovnání je uveden na Obr.8.3, kde byl průběh jednotkové rychlosti hoření zjištěn analýzou indikovaného tlaku v prostřední GT-Power [33] při dvou zcela rozličných režimech motoru. Pro úplnost jsou zde uvedeny výsledky výpočtů při užití jednozónového a dvouzónového modelu spalovacího prostoru. Z porovnání průběhů křivek je patrné, že jednotková rychlost hoření aproximovaná vztahem (8.1) se blíží průběhu hoření při dvouzónovém rozdělení spalovacího prostoru. Rozdíly mezi jednozónovým a dvouzónovým modelem jsou markantní hlavně u režimů se stechiometrickým složením směsi, neboť zde se významněji uplatňuje vliv disociace produktů hoření, což vede ke snížení okamžité chemické účinnosti hoření.



Obr.8.3 – Srovnání vypočtené jednotkové rychlosti hoření pomocí jednozónového a dvouzónového modelu spalovacího prostoru v prostředí GT-Power, aproximovaný průběh rychlosti hoření dle vztahu (8.1) pro různé režimy motoru.

Průběh jednotkového zákona hoření je potom dán numerickou integrací zjištěného průběhu jednotkové rychlosti hoření od počátku hoření až do okamžiku otevírání výfukových ventilů

$$x_h = \int_{\varphi_{h0}}^{\varphi} w_h d\varphi \quad . \quad (8.2)$$

8.3 Určení stavu náplně válce

Aby bylo možné kvalitativně zhodnotit podmínky ve válci motoru a to jak při průtahu zážehu, tak i při vlastním průběhu hoření, bylo nutné mít k dispozici údaj o okamžité teplotě náplně válce. Jako charakteristická teplota byla zvolena střední teplota náplně válce počítaná ze stavové rovnice ideálního plynu

$$T_v = \frac{p_v V_v}{m_v r_v} \quad , \quad (8.3)$$

kde tlak i okamžitý objem válce byly určovány přímo z měření vysokotlaké indikace pro daný úhel natočení klikového hřídele. Celkové hmotnostní naplnění válce vychází ze znalosti množství směsi dle vztahu (7.5) a ze změřeného součinitele celkového obsahu spalín

$$m_v = \frac{m_{sm}^v}{1 - \vartheta_{spal}} \quad . \quad (8.4)$$

Úbytek hmotnosti náplně válce vlivem netěsnosti spalovacího prostoru nebyl uvažován. Plynová konstanta r_v byla počítána s ohledem na okamžité složení náplně válce z molárních hmotností jednotlivých složek s respektováním různého složení spalín. Složení spalín pro dané podmínky bylo vypočteno s využitím vlastního programu [61].

9. PLÁN EXPERIMENTU

Cílem experimentálních prací bylo vytvoření matematického popisu chování sledovaného systému, který je v tomto případě reprezentován dvěma veličinami – průtahem zážehu a jednotkovým průběhem rychlosti hoření ve spalovacím prostoru zážehového motoru. V podstatě se jedná o aplikaci metody nazývané DoE (Design of Experiment), pomocí které lze zhodnotit a matematicky popsat příspěvky od libovolného počtu vstupních parametrů ovlivňujících sledovanou veličinu.

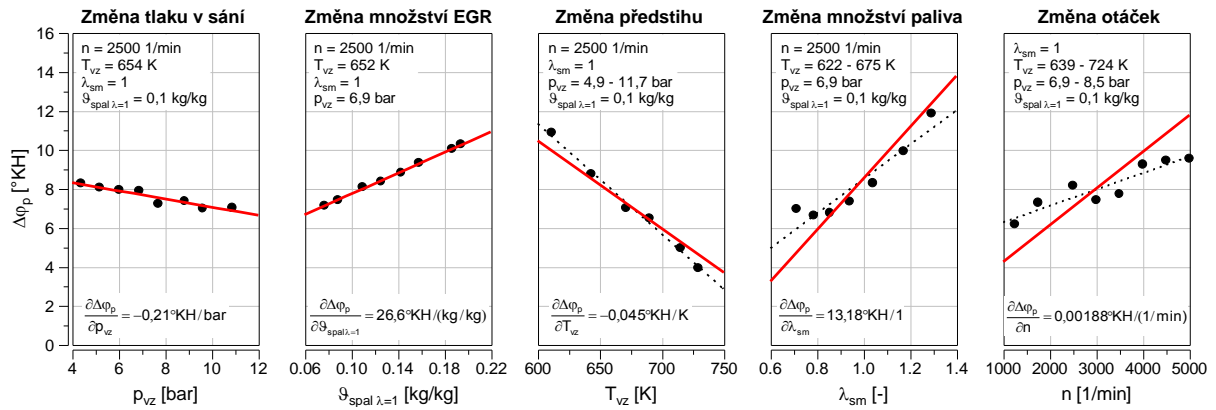
9.1 Zhodnocení dílčích vlivů na průběh hoření

Jak již bylo uvedeno v kapitolách popisujících empirické a fenomenologické modely hoření, lze vybrat pět základních veličin (parametrů), které zásadním způsobem ovlivňují průběh hoření. Některé z těchto obecných veličin byly přizpůsobeny s ohledem na fyzikální podstatu procesu hoření. Konkrétně se tedy jedná o následující parametry:

- Otáčky motoru n
- Tlak ve válci motoru p_v
- Střední teplota ve válci motoru T_v
- Součinitel přebytku vzduchu v nespálené směsi λ_{sm}
- Součinitel celkového množství stechiometrických spalín $\vartheta_{spal \lambda=1}$

Charakteristický tlak a teplota ve válci motoru byly při sledování průtahu zážehu určeny hodnotami v okamžiku přeskoğu jiskry na elektrodách zapalovací svíčky.

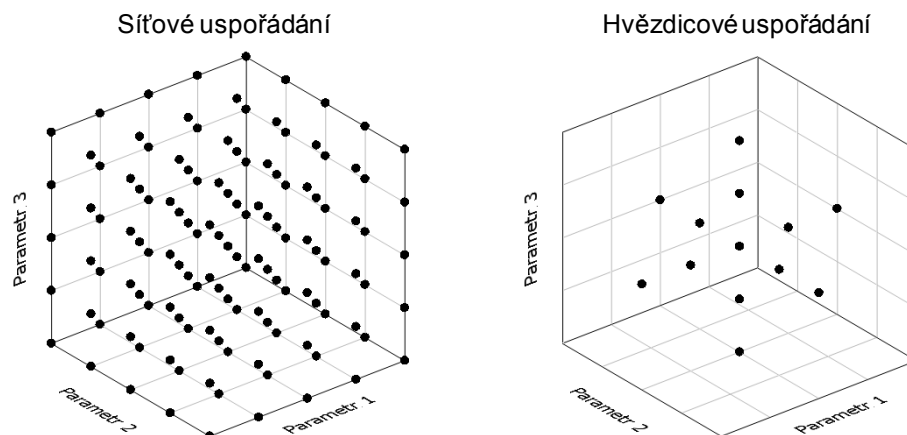
Ještě před začátkem měření různých kombinací všech vybraných veličin podle stanoveného plánu experimentu bylo provedeno hodnocení jejich významnosti na průběh hoření. V této přípravné fázi byl sledován pouze průtah zážehu. K tomuto účelu byl vybrán režim středních otáček a částečného zatížení motoru. V tomto režimu byly postupně měněny výše uvedené parametry, přičemž snahou bylo, aby se vždy měnil pouze jeden parametr. V některých případech však toto nebylo možné zajistit, takže musela být s využitím definice totálního diferenciálu provedena výpočtová korekce na základě již zjištěného parciálního vlivu neúmyslně měnícího se parametru. Výsledky výpočtů lineárních trendů (parciálních derivací) sledovaných parametrů jsou uvedeny na *Obr.9.1*. Parciální závislosti průtahu zážehu na teplotě náplně válce v okamžiku zážehu, součiniteli přebytku vzduchu v nespálené směsi a na otáčkách motoru byly zjištěny výpočtem s využitím dříve zjištěných parciálních derivací. Z analýzy naměřených bodů je patrné, že při reálných změnách sledovaných vstupních parametrů má na průtah zážehu nejmenší vliv tlak ve válci motoru. U všech parametrů, kromě součinitele přebytku vzduchu, lze pozorovat téměř lineární závislost.



Obr.9.1 – Lineární trendy sledovaných parametrů ovlivňujících průtah zážehu při částečném zatížení motoru s uvedením způsobu, jakým bylo dosaženo změny sledovaného parametru.

9.2 Kombinace parametrů při experimentu

Aby bylo možné co nejspolehlivěji popsat všechny vlivy působící na průběh hoření, bylo nutné provést dostatečný počet měření tak, aby byl pokryt celý rozsah měnících se parametrů. V zásadě existují dva základní způsoby klasického plánu experimentu – síťové nebo hvězdicové uspořádání měřených bodů [24]. Jejich grafické znázornění pro tři vstupní parametry je uvedeno na *Obr.9.2*. Nevýhodou hvězdicového uspořádání měřených bodů je absence kombinací vstupních parametrů. Síťové uspořádání měřených bodů tímto nedostatkem netrpí, ale vede k velkému počtu měření.



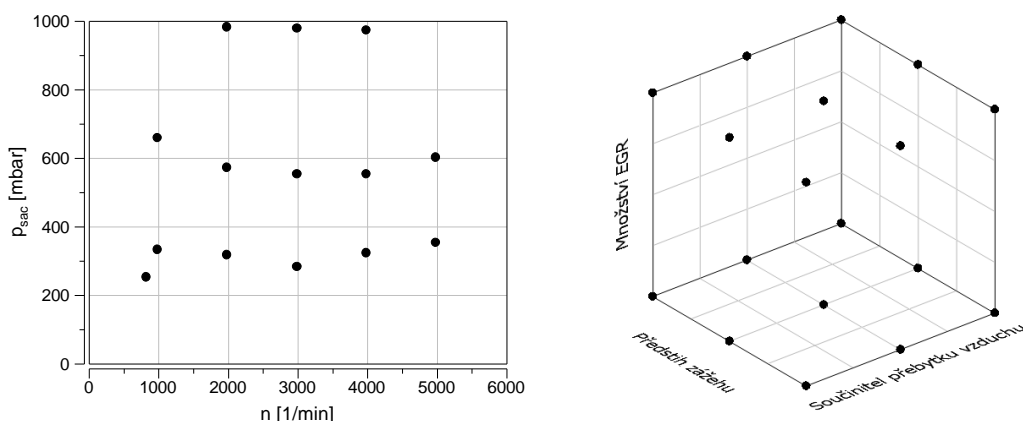
Obr.9.2 – Základní způsoby tříparametrického uspořádání měřených bodů u klasického plánu experimentu [24].

Změna výše uvedených pěti vstupních parametrů byla při experimentech realizována prostřednictvím změny následujících veličin:

- Otáčky motoru
- Poloha škrtkové klapky (tlak v sacím potrubí)
- Předstih zážehu

- Součinitel přebytku vzduchu ve spalínách
- Množství recirkulovaných výfukových plynů

Jako kompromis mezi počtem měřených bodů a komplexností měření byla zvolena strategie síťového uspořádání s velmi hrubým rastrem měřených parametrů v daném provozním bodě motoru. Otáčky motoru a poloha škrtkové klapky, resp. tlak v sacím potrubí, byly voleny tak, aby byla pokryta celá úplná charakteristika motoru. Grafické znázornění provozních bodů motoru a kombinací regulačních parametrů je uvedeno na Obr.9.3. Ne všechny kombinace regulačních parametrů však bylo možné na reálném motoru nastavit. Omezení bylo způsobeno klepáním, příliš vysokou teplotou výfukových plynů nebo příliš čtenými nezážehy palivové směsi, v krajním případě pak úplnou neschopností zážehu směsi.



Obr.9.3 – Grafické znázornění plánu experimentu, v každém provozním bodě motoru (dáno otáčkami motoru a tlakem v sacím potrubí) byly kombinovány tři regulační parametry.

Pro pokrytí chybějících režimů v úplné charakteristice motoru byla tato skupina měřených bodů doplněna ještě o standardní měření úplné charakteristiky s jemnějším krokem otáček a zatížení motoru a dále o měření při dvou hladinách částečného zatížení s různým stupněm recirkulace výfukových plynů. Celkem se jednalo o 331 měřených bodů. Aby se z tohoto souboru měření vyloučily opakující se nebo vzájemně blízké body, byla užita vícerozměrná analýza opakujících se bodů v komerčním softwaru ETAS ASCMO ver.4.5 [24]. Touto procedurou byl soubor měřených bodů zredukován na 322 kombinací. Rozsahy změn základních vstupních parametrů a sledovaných veličin jsou uvedeny v tabulce Tab.9.1.

Parametr	$\Delta\varphi_p$ [°KH]	$w_{h\ MAX}$ [1/°KH]	n [1/min]	φ_z [°KH]	p_{vz} [bar]	T_{vz} [K]	λ_{sm} [-]	$\vartheta_{spal\ \lambda=1}$ [kg/kg]
Min	1,5	0,011	840	-61	1,5	486	0,76	0,04
Max	34,7	0,082	5500	4	24,3	831	1,24	0,34

Tab.9.1 – Rozsahy změn sledovaných veličin a vstupních parametrů v provedených experimentech.

10. EMPIRICKÝ MODEL HOŘENÍ

K vytvoření matematického popisu hoření ve válci motoru bylo využito regresní analýzy experimentálně pořízených dat. K průtahu zážehu a k popisu vlastního hoření bylo přistupováno samostatně, jako k vzájemně nezávislým veličinám.

10.1 Matematický popis průtahu zážehu

Při vytváření konkrétní podoby matematického vztahu popisujícího průtah zážehu se vycházelo z požadavku, aby výsledný vztah nebyl příliš komplikovaný, ale zároveň s dostatečnou přesností aproximoval skutečné, resp. naměřené hodnoty. Podoba tohoto vztahu může být prakticky libovolná, takže existuje velké množství možností. V průběhu zpracování naměřených dat bylo na základě zkušeností, vyhodnocení a primární analýzy dílčích vlivů testováno více tvarů matematických funkcí. Nakonec byl zvolen vztah, který má v obecném tvaru podobu

$$\Delta\varphi_p = a n^b p_{vz}^c T_{vz}^d \left[e_1 + (\lambda_{sm} - e_2)^2 \right] (1 + \vartheta_{spal\lambda=1})^f, \quad (10.1)$$

kde a až f jsou konstanty, které je nutné určit regresním výpočtem. Tlak a teplota náplně válce zde přísluší okamžiku zážehu směsi, z důvodu zachování jednoduchosti vztahu není změna těchto veličin v průběhu vlastního průtahu zážehu nijak sledována. V souvislosti s teplotou náplně válce byly posuzovány i jiné tvary funkcí – např. exponenciální závislost vycházející z Arrheniova vztahu, lepších výsledků bylo však dosaženo s výše uvedeným tvarem funkce. Parabolická závislost průtahu zážehu na součiniteli přebytku vzduchu v nespálené směsi vychází z provedené primární analýzy dílčích vlivů. K součiniteli množství stechiometrických spalín se přičítá hodnota jedna, aby při dokonale proplachovaném spalovacím prostoru vztah neselhával.

K vlastnímu vyčíslení konstant a až f bylo užito víceparametrické lineární regrese metodou minimálních absolutních odchylek, která je vedle metody nejmenších čtverců standardně nabízena v grafickém programovacím prostředí LabVIEW 2010 od firmy National Instruments. V tomto prostředí byla naprogramována celá výpočtová procedura, která musela být založena na iteračním výpočtu hledaných konstant. V prvním výpočtovém kroku byl vztah (10.1) upraven a zlinealizován do tvaru

$$\ln \frac{\Delta\varphi_p}{e_1 + (\lambda_{sm} - e_2)^2} = \ln a + b \ln n + c \ln p_{vz} + d \ln T_{vz} + f \ln(1 + \vartheta_{spal\lambda=1}), \quad (10.2)$$

kde konstanty e_1 a e_2 byly voleny (odhadnuty). Regresním výpočtem zjištěné konstanty b , c , d , a f na pravé straně rovnice (10.2) byly pak užity v dalším výpočtovém kroku, ve kterém bylo se vztahem (10.1) pracováno ve tvaru

$$\frac{\Delta\varphi_p}{n^b p_{vz}^c T_{vz}^d (1 + \vartheta_{spal\lambda=1})^f} = (a e_1 + a e_2^2) + (-2a e_2) \lambda_{sm} + a \lambda_{sm}^2. \quad (10.3)$$

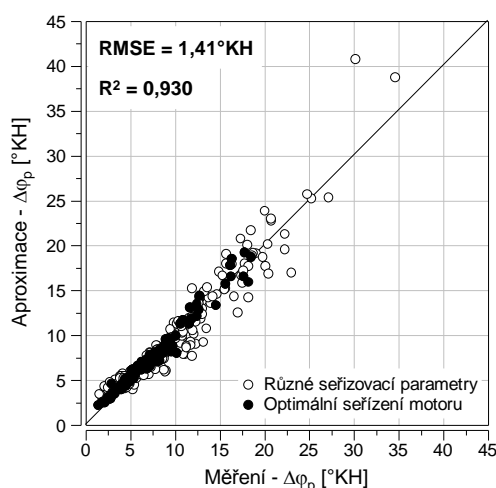
Výstupem toho regresního výpočtu byly nové hodnoty konstant e_1 a e_2 . Uvedená iterační procedura byla opakována až do doby, než se hodnoty všech hledaných konstant ustálily a dále se již významně neměnily. Tímto postupem se dospělo k výslednému empirickému vztahu pro průtah zážehu ve tvaru

$$\Delta\varphi_p = 81 \cdot 10^8 n^{0,7} p_{vz}^{-0,2} T_{vz}^{-3,8} \left[0,2 + (\lambda_{sm} - 0,8)^2 \right] (1 + \vartheta_{spal \lambda=1})^{2,4} \quad (10.4)$$

[°KH, 1/min, bar, K, 1, kg/kg]

Velikosti jednotlivých exponentů korespondují s dříve zjištěnými závislostmi. U otáček motoru byl zjištěn exponent menší než jedna, což je zcela v pořádku, neboť musí být kompenzováno zjednodušení, že do výpočtu vstupuje tlak a teplota náplně válce pouze v okamžiku zážehu (při vyšších otáčkách motoru rostou hodnoty tlaku a teploty v průběhu komprese rychleji). Jak vyplývá z uvedeného vztahu, minimální průtah zážehu lze očekávat u bohatých směsí kolem hodnot $\lambda_{sm} = 0,8$.

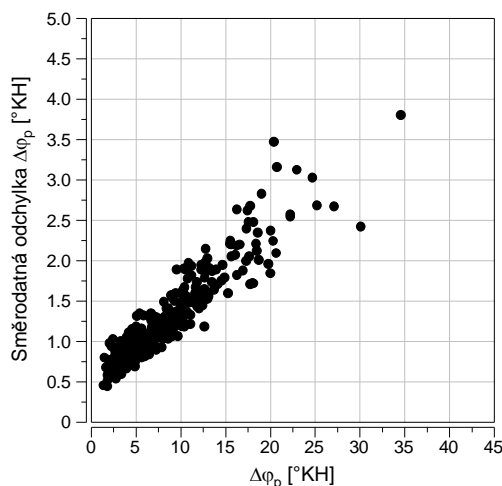
Vzájemná korelace mezi změřeným a aproximovaným průtahem zážehu dle vztahu (10.4) je uvedena na *Obr.10.1*. Lze konstatovat, že při průtahu zážehu do 30°KH se dosahuje přijatelné shody s experimentem, přičemž odchylka se zvětšuje s rostoucím průtahem zážehu. Nejdelších průtahů zážehu (dva osamocené body v pravém horním rohu grafu na *Obr.10.1*) bylo dosaženo při nízkém zatížení motoru s aktivní recirkulací výfukových plynů ($\vartheta_{spal \lambda=1} = 0,26$ kg/kg) při vysokém předstihu zážehu, kdy je v okamžiku přeskočení jiskry velmi nízký tlak i teplota směsi, takže předplamenné reakce probíhají velmi pomalu. Tím, že není zohledněna změna teploty a tlaku v průběhu komprese po zážehu, navržený empirický vztah (10.4) dává vyšší hodnoty proti realitě. Při optimálním seřízení motoru (tmavě vyznačené body na *Obr.10.1*) vykazuje navržený empirický vztah velmi dobrou shodu s experimentem.



Obr.10.1 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami průtahu zážehu.

Uvedená regresní analýza vycházela z naměřených středních hodnot průtahů zážehu. Během četných měření bylo zjištěno, že s rostoucím průtahem zážehu se

významným způsobem zvětšuje i jeho mezicyklová variabilita. Tuto vzájemnou souvislost při všech měřených režimech motoru ukazuje graf na *Obr.10.2*. V praxi to pak znamená, že pracovní oběhy s velkým průtahem zážehu jsou zatíženy nejen větší chybou aproximace, ale i většími mezicyklovými rozdíly.



Obr.10.2 – Vzájemná souvislost mezi průtahem zážehu a jeho mezicyklovou variabilitou, směrodatná odchylka z 200 měřených cyklů.

10.2 Matematický popis průběhu hoření

Základní myšlenka při návrhu modelu popisujícího hoření ve spalovacím prostoru zážehového motoru vycházela z požadavku na jeho univerzální použitelnost. Tomuto požadavku vyhovují modely pracující s diferenciálními rovnicemi, neboť ty jsou schopny okamžitě reagovat na aktuální změnu stavu náplně válce. U integrálních modelů jsou nutné výpočtové iterační kroky, které prodlužují výpočtový čas. Typickým příkladem integrálního modelu je aplikace Vibeho funkce hoření, kdy se vychází z hmotnosti paliva před začátkem oxidačních reakcí a úbytek paliva, ke kterému dochází v průběhu pracovního cyklu vlivem netěsnosti spalovacího prostoru, si vynucuje použití iteračního výpočtu.

10.2.1 Vibeho zákon hoření v diferenciálním tvaru

Prvním krokem k vytvoření diferenciálního modelu hoření je přepis klasické Vibeho funkce do diferenciálního tvaru. Z důvodu univerzálnosti popisu hoření je výhodné, aby ve vztahu nevystupovaly absolutní veličiny, takže lze vztah zapsat ve tvaru, který určuje změnu hmotnostního podílu spalin hořením

$$\frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} = A\sigma_{sm}(\varphi - \varphi_{h0})^m. \quad (10.5)$$

Okamžitý hmotnostní podíl směsi ve válci motoru je $\sigma_{sm} = m_{sm}^v / m_v$. Konstanta A zde představuje koeficient úměrnosti, jehož jednotky jsou závislé na exponentu m , takže z

důvodu přehlednosti bude dále uváděn bez jednotek. Rychlost hoření je podle definice dána přírůstkem hmotnosti shořelého paliva, takže

$$\frac{dm_{pal-h}}{d\varphi} = \frac{m_v}{1 + \lambda L_{vvt}} \frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} . \quad (10.6)$$

Velikost koeficientu úměrnosti A přímo ovlivňuje rychlost hoření a tím i úhlovou délku hoření. Když je celková délka hoření známa (nebo je při simulačním výpočtu volena), je možné koeficient úměrnosti A přímo vyčíslit. Za předpokladu, že úbytek směsi je dán pouze hořením (spalovací prostor je absolutně těsný) platí $d\sigma_{spal-h} = -d\sigma_{sm}$ a vztah (10.5) lze jednoduše integrovat. Pokud je náplň válce na počátku hoření tvořena pouze směsí bez zbytkových spalín, lze z celkové úhlové délky hoření $\Delta\varphi_h$ a hmotnostního podílu směsi na konci hoření σ_{smk} (vztahuje se k úhlu $\varphi_{h0} + \Delta\varphi_h$ a je obvykle volen $\sigma_{smk} = 0,001$ kg/kg) koeficient úměrnosti A vypočítat dle vztahu

$$A = -\frac{\ln \sigma_{smk}}{\Delta\varphi_h^{m+1}} (m+1) . \quad (10.7)$$

10.2.2 Adaptivní model hoření

Vibeho zákon hoření v diferenciálním tvaru sice řeší problém při proměnném množství směsi ve spalovacím prostoru, ale parametry A a m nejsou obecně konstantní a výrazně se mění se změnou provozního režimu motoru. Aby použití vztahu (10.5) mohlo být zcela univerzální, bylo nutné konstantní koeficient úměrnosti A nahradit proměnnou veličinou, která je závislá na okamžitém stavu náplně válce. Hmotnostní podíl směsi ve válci motoru v libovolném okamžiku lze vypočítat s využitím změřeného součinitele celkového množství spalín a ze zjištěného průběhu jednotkového integrálního zákona hoření dle vztahu

$$\sigma_{sm} = (1 - \vartheta_{spal})(1 - x_h) . \quad (10.8)$$

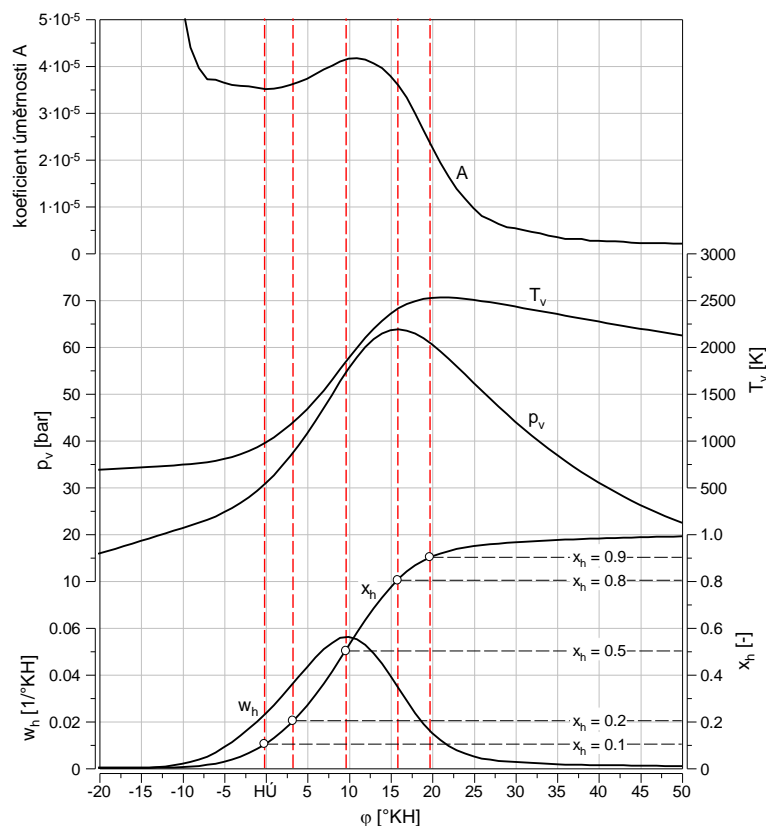
Přírůstek hmotnostního podílu spalín z hoření je dán jednotkovou rychlostí hoření

$$\frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} = (1 - \vartheta_{spal}) w_h . \quad (10.9)$$

S využitím těchto rovnic lze po úpravě vztahu (10.5) vyčíslit koeficient úměrnosti A pomocí experimentálně zjistitelných veličin jako

$$A = \frac{w_h}{(1 - x_h)(\varphi - \varphi_{h0})^m} . \quad (10.10)$$

Velikost koeficientu úměrnosti A závisí obecně na okamžitém úhlu natočení klikového hřídele. Aby bylo možné zhodnotit celý proces hoření, bylo vybráno pět charakteristických bodů, příslušejících 10, 20, 50, 80 a 90% vyhoření paliva. Tyto body jsou spolu se základními veličinami, které ovlivňují proces hoření pro názornost graficky vyobrazeny na *Obr.10.3*.



Obr.10.3 – Příklad průběhu hoření, tlaku, střední teploty náplně válce a koeficientu úměrnosti spolu s pěti vybranými charakteristickými body na jednotkovém zákoně hoření, $n = 3000$ 1/min, $p_{istf} = 12$ bar.

Pro matematický popis koeficientu úměrnosti A byly na základě předešlých zkušeností s modelováním průtahu zážehu vybrány stejné veličiny, neboť se u nich dá předpokládat zásadní vliv i na průběh vlastního hoření. Vzhledem k charakteru koeficientu úměrnosti byla hledaná funkce navíc rozšířena o vliv relativní změny objemu spalovacího prostoru a o vliv okamžitého hmotnostního podílu směsi ve válci motoru. Pro koeficient úměrnosti A byla navržena funkce ve tvaru

$$A = a n^b p_v^c T_v^d \left[e_1 - (\lambda_{sm} - e_2)^2 \right] (1 - \vartheta_{spal\lambda=1})^f \varepsilon_v^g \sigma_{sm}^h, \quad (10.11)$$

kde se podoba některých činitelů odlišuje od vztahu pro průtah zážehu, neboť musí být matematicky zohledněn charakter ("směr") vlivu součinitele přebytku vzduchu ve směsi a součinitele množství stechiometrických spalín. Teplota je v tomto vztahu brána jako střední teplota náplně válce počítaná dle vztahu (8.3). Okamžitý kompresní poměr ε_v zde respektuje relativní změny objemu spalovacího prostoru v průběhu hoření

$$\varepsilon_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{V_{z1}}{V_v}. \quad (10.12)$$

Do regresní analýzy bylo zahrnuto všech pět vybraných charakteristických bodů na jednotkovém zákoně hoření. Výstupem potom byly hledané konstanty a až h v rovnici (10.11). Ze vztahu (10.10) je zřejmé, že na celý výsledek výpočtu má vliv i velikost exponentu m . Jak se v průběhu výpočtů (a četných variant a pokusů, které zde

nejsou detailně rozebírány) ukázalo, tento exponent je vhodné volit pevně, bez možnosti jeho určení regresní analýzou. Důvodem je to, že velký rozptyl, resp. různorodost experimentálních dat způsobuje, že vypočtená hodnota exponentu m by byla mimo běžné hodnoty užívané v klasické Vibeho funkci. Hodnota exponentu m byla proto při výpočtech volena ve velikosti $m = 2,5$. Původním záměrem bylo, aby regresní analýza byla provedena stejným iteračním postupem, jako tomu bylo u analýzy průtahu zážehu. V prvním výpočtovém kroku byly metodou nejmenších čtverců zjištěny exponenty b, c, d, f, g a h pomocí regrese rovnice

$$\ln \frac{A}{e_1 - (\lambda_{sm} - e_2)^2} = \ln a + b \ln n + c \ln p_v + d \ln T_v + f \ln(1 - \vartheta_{spal\lambda=1}) + g \ln \varepsilon_v + h \ln \sigma_{sm} . \quad (10.13)$$

Ve druhém kroku byly vypočteny konstanty e_1 a e_2 pomocí tříparametrické lineární regrese funkce

$$\frac{A}{n^b p_v^c T_v^d (1 - \vartheta_{spal\lambda=1})^f \varepsilon_v^g \sigma_{sm}^h} = (a e_1 - a e_2^2) + 2a e_2 \lambda_{sm} + (-a) \lambda_{sm}^2 . \quad (10.14)$$

Iterační proces se měl opakovat až do doby, kdy se zjištěné velikosti exponentů měnily už jen nevýznamně. Bohužel, hodnoty konstant e_1 a e_2 zjištěné iteračním postupem dosahovaly fyzikálně nesmyslných hodnot, takže tyto konstanty byly pevně zvoleny tak, aby byly v souladu s uváděnými vztahy (2.48) pro rychlost šíření laminárního plamene. Velikost konstanty e_2 byla tedy volena $e_2 = 0,83$, což je hodnota součinitele přebytku vzduchu, při kterém je dosahováno nejvyšší rychlosti hoření. Konstanta e_1 byla volena tak, aby se dosáhlo nejlepší shody s experimentem, toho bylo dosaženo při hodnotě $e_1 = 0,3$. Stanovené hodnoty konstant e_1 a e_2 omezují použití vztahu (10.11) pouze pro směsi se součinitelem přebytku vzduchu $0,3 < \lambda_{sm} < 1,4$, což je ale v souladu s běžně uváděným rozsahem zápalnosti benzínové palivové směsi [44].

Tímto postupem se dospělo ke konkrétním hodnotám hledaných konstant a až h , které byly následně zaokrouhleny a sloučením vztahů (10.5) a (10.11) se dospělo k výslednému vztahu pro popis průběhu hoření ve tvaru

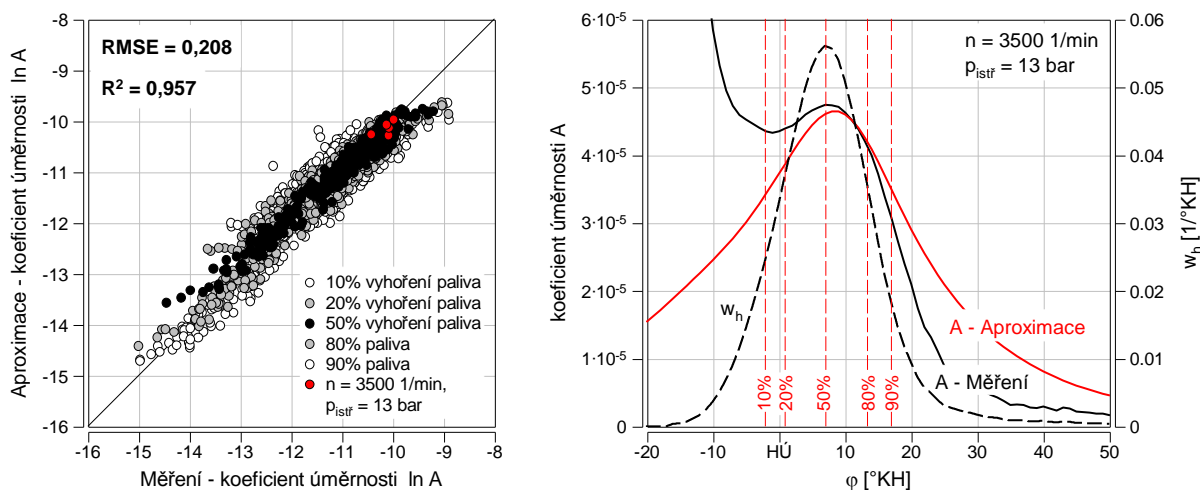
$$\frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} = 53 \cdot 10^{-7} n^{-0,5} p_v^{0,3} T_v^{0,4} [0,3 - (\lambda_{sm} - 0,83)^2] (1 - \vartheta_{spal\lambda=1})^4 \varepsilon_v^{1,5} \sigma_{sm}^{1,1} (\varphi - \varphi_{h0})^{2,5} . \quad (10.15)$$

[kg/kg °KH, l/min, bar, K, l, kg/kg, l, kg/kg, °KH, °KH]

Přesto, že se jedná o čistě empirický vztah, jsou z něj čitelné i fyzikálně-chemické vlivy působící na celý systém. Počáteční tvorba fronty plamene je modelována členem $(\varphi - \varphi_{h0})^{2,5}$, konečná fáze hoření je určena především zmenšujícím se podílem směsi σ_{sm} ve válci motoru. Rychlost hoření se zvětšuje s rostoucí střední teplotou náplně válce, s rostoucím tlakem a se zmenšující se okamžitou velikostí spalovacího prostoru. Zbytkové spaliny působí při hoření jako významný inhibitor. Relativně vysoký exponent u součinitele celkového množství stechiometrických spalin

je v souladu s dříve uváděným vztahem (2.48) pro laminární rychlost plamene, která dle tohoto vztahu nabývá nulové hodnoty už při $\vartheta_{spal \lambda=1} = 0,4 \text{ kg/kg}$.

Při posuzování kvality aproximace je vhodné si uvědomit, že velikost koeficientu úměrnosti A v diferenciální rovnici (10.5) nemá na změnu maximální rychlosti hoření a tedy i celkové úhlové délky hoření přímý proporcionální vliv. Z tohoto důvodu je účelnější (více odrážející skutečnost) provádět korelační srovnání v logaritmických souřadnicích. Pro účely prvotního srovnání byly provedeny kontrolní výpočty koeficientu úměrnosti z hodnot tlaků a teplot náplně válce pocházejících ze změřených průběhů použitých pro regresi. Výsledky tohoto srovnání jsou uvedeny na Obr.10.4. V pravé části tohoto obrázku je uveden příklad průběhu změřeného a aproximovaného koeficientu úměrnosti s vyznačením charakteristických bodů pro vybraný režim motoru. Tyto charakteristické body jsou pak vyznačeny i v levém korelačním grafu. Z porovnání změřeného a aproximovaného průběhu koeficientu úměrnosti jsou patrné diametrální rozdíly v úvodní fázi hoření. Tyto rozdíly však nemají z praktického hlediska na výsledný aproximovaný průběh hoření téměř žádný vliv, neboť rychlost úvodní fáze hoření je ve vztahu (10.15) určována především členem $(\varphi - \varphi_{h0})^{2,5}$, který se blíží nule, takže na počátku hoření na velikosti koeficientu úměrnosti příliš nezáleží. Obdobně je tomu i v závěrečné fázi hoření, kdy je koeficient úměrnosti násoben hodnotou $\sigma_{sm}^{1,1}$, která se zde rovněž blíží nule, takže rozdíly mezi aproximovanými a "změřenými" hodnotami nejsou v této oblasti důležité. Na výsledný průběh hoření má nejzásadnější vliv střední oblast při 20÷80% vyhoření paliva. Tyto význačnější body jsou označeny v korelačním grafu na Obr.10.4 tmavší barvou.



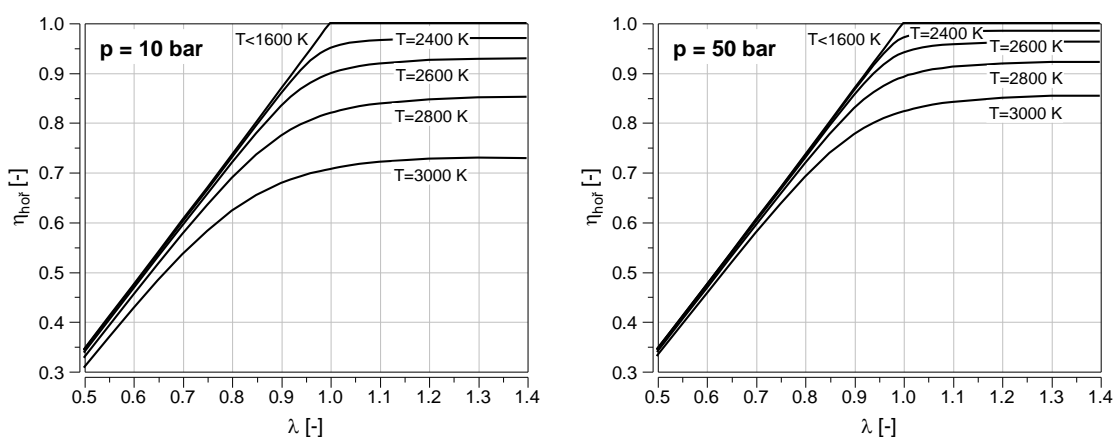
Obr.10.4 – Korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami koeficientu úměrnosti (jejich přirozené logaritmy), korelační veličiny pro 50% vyhoření paliva, příklad průběhu koeficientu úměrnosti s vyznačením charakteristických bodů pro vybraný režim motoru.

Díky velkému rozpětí měněných provozních i regulačních parametrů motoru se podařilo podchytit jejich zásadní dopad na změnu průběhu vyhořívání náplně válce.

Z korelačního grafu na *Obr.10.4* je patrné, že se dosáhlo dobré shody s experimentem v širokém rozsahu rychlostí hoření. V grafu uvedené hodnoty korelačních veličin přísluší pouze bodům při 50% vyhoření paliva, hodnota *RMSE* zde z praktického hlediska vyjadřuje, že s pravděpodobností 68% lze očekávat odchylku koeficientu úměrnosti *A* v rozmezí zhruba $\pm 20\%$ ($e^{-0,208} \doteq 0,8$, $e^{0,208} \doteq 1,2$).

10.3 Validace navržených empirických vztahů

Dosud byla provedena pouze jednoduchá kontrola spolehlivosti aproximace koeficientu úměrnosti *A* s využitím průběhů tlaku a teploty, které byly použity jako vstupní hodnoty při regresní analýze. Navržený adaptivní model hoření však reaguje na okamžité hodnoty tlaku a teploty ve válci motoru (proto je nazýván "adaptivní"), což primárně vede ke změně rychlosti hoření, ale tím sousledně i ke změně výchozích hodnot tlaku a teploty pro následné děje. Úplná kontrola navrženého empirického modelu může být tedy provedena pouze s využitím komplexního simulačního výpočtu celého pracovního oběhu motoru. K tomuto účelu bylo využito vlastního otevřeného výpočtového programu [58] vytvořeného v prostředí Microsoft Excel, který umožňuje snadnou implementaci navržených vztahů. Jedná se o tentýž výpočetní aparát, jaký byl použit při simulaci oběhu s výměnou náplně válce s cílem určit množství zbytkových spalin. V tomto případě byl ale výpočet zaměřen na průběh hoření, resp. na průběh uvolňování tepla hořením, který je zásadním způsobem ovlivňován chemickou účinností hoření.



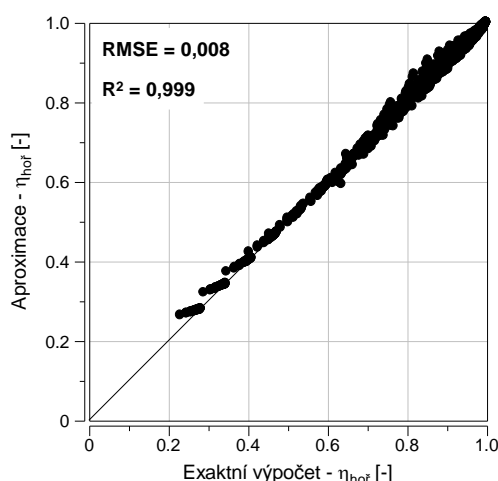
Obr.10.5 – Závislost chemické účinnosti hoření benzínové směsi na součiniteli přebytku vzduchu a na teplotě při tlaku 10 a 50 bar dle [32].

Jak vyplývá ze vztahu (1.12), k chemické účinnosti hoření je nutné přistupovat jako k proměnné veličině, která je závislá na okamžitém složení produktů hoření. Výpočet složení spalin vychází z chemické kinetiky, obvykle zjednodušeně z rovnovážného složení, které je dané tlakem a teplotou spalin. Vzájemný podíl mezi

jednotlivými složkami spalin je potom dán rovnovážnými konstantami příslušejícími daným reakcím. Pro účely tohoto simulačního výpočtu se vycházelo z vypočtených hodnot chemických účinností hoření dle [32], kde bylo uvažováno jedenáct komponent ve spalinách. Konkrétní hodnoty chemické účinnosti hoření pro směs benzínu a suchého vzduchu jsou graficky uvedeny na *Obr.10.5*. Předpoklad suchého vzduchu lze zde akceptovat, neboť podle provedených výpočtů pomocí vytvořeného výpočetního programu [61] má změna vlhkosti vzduchu na výslednou chemickou účinnost hoření zanedbatelný vliv. Aby bylo možné s vypočtenými hodnotami dále pracovat, bylo nutné vytvořit vhodnou funkční závislost na tlaku, teplotě v zóně spalin a součiniteli přebytku vzduchu. Z matematického hlediska není výhodné funkcionalizovat absolutní hodnotu chemické účinnosti hoření, ale je výhodnější vyjádřit pouze odchylku, resp. snížení od účinnosti $\eta_{hořT_z}$ dosažené při teplotě zamrznutí reakcí $T_z = 1600$ K, kterou lze určit např. pomocí vztahu (7.9) nebo měřením [62]. Výsledný empirický vztah pro chemickou účinnost hoření bohaté a chudé benzínové směsi použitelný pro rozsah součinitele přebytku vzduchu $\lambda = 0,45 \div 1,4$ byl navržen ve tvaru

$$\begin{aligned} \eta_{hoř} &= \eta_{hořT_z} & \forall \quad T_{zóna-spál} \leq 1600 \\ \eta_{hoř} &= \eta_{hořT_z} - 2,2 \cdot 10^{-12} \lambda^{4,1} p_v^{-0,53} (T_{zóna-spál} - 1600)^{3,7} & \forall \quad \lambda \leq 1 \\ \eta_{hoř} &= \eta_{hořT_z} - 5,9 \cdot 10^{-11} \lambda^{-0,4} p_v^{-0,37} (T_{zóna-spál} - 1600)^{3,2} & \forall \quad \lambda > 1 \end{aligned} \quad , \quad (10.16)$$

kde číselné hodnoty exponentů byly zjištěny regresní analýzou. Užitím těchto empirických vztahů vzniká přijatelná odchylka od exaktně vypočtených hodnot, jak je patrné z korelačního grafu na *Obr.10.6*.



Obr.10.6 – Korelace mezi vypočtenými a aproximovanými hodnotami chemické účinnosti hoření benzínové směsi, exaktní výpočet dle [32] pro $\lambda = 0,45 \div 1,4$, $p_v = 5 \div 100$ bar, $T_{zóna-spál} = 1600 \div 3000$ K.

Výpočtový simulační model je koncipován jako kvazi-dvouzónový. To znamená, že se primárně jedná o jednozónový model spalovacího prostoru s následným výpočtem teplot v zóně nespálené směsi a v zóně spalin. V zóně směsi se

předpokládá izoentropická komprese. Za předpokladu, že teplotní pole je v obou zónách homogenní, lze teplotu v zóně spalin určit ze stavové rovnice ideálního plynu

$$T_{zóna-spal} = \frac{p_v V_v - m_{zóna-sm} T_{zóna-sm} [r_{sm}(1 - \vartheta_{spal}) + r_{spal} \vartheta_{spal}]}{m_{zóna-spal} r_{spal}} \quad (10.17)$$

Termodynamické látkové vlastnosti směsi i spalin byly uvažovány proměnné s teplotou. Konkrétní hodnoty plynové konstanty a měrné izobarické tepelné kapacity spalin v závislosti na teplotě byly získány výpočtem v programu [61], který využívá zjednodušeného výpočtového postupu rovnovážného složení spalin dle [30] a [59], vlastnosti jednotlivých látek vycházely z [31]. Tyto výpočty byly provedeny pro směs vlhkého vzduchu a benzínu o ekvivalentním složení $C_{7,76}H_{14,67}O_{0,12}$. Vypočtené hodnoty termodynamických vlastností spalin při různých podmínkách byly následně převedeny do polynomických vztahů, aby mohly být snadno užity při výpočtech pracovního oběhu motoru v programu [58].

Pro výpočet součinitele přestupu tepla bylo využito Woschniho vztahu se standardními hodnotami konstant dle [35]. V rámci simulačních výpočtů bylo počítáno s pěti povrchovými teplotami základních částí spalovacího prostoru (píst, válec, hlava válců, sací a výfukové ventily), které byly zjišťovány iteračním výpočtem.

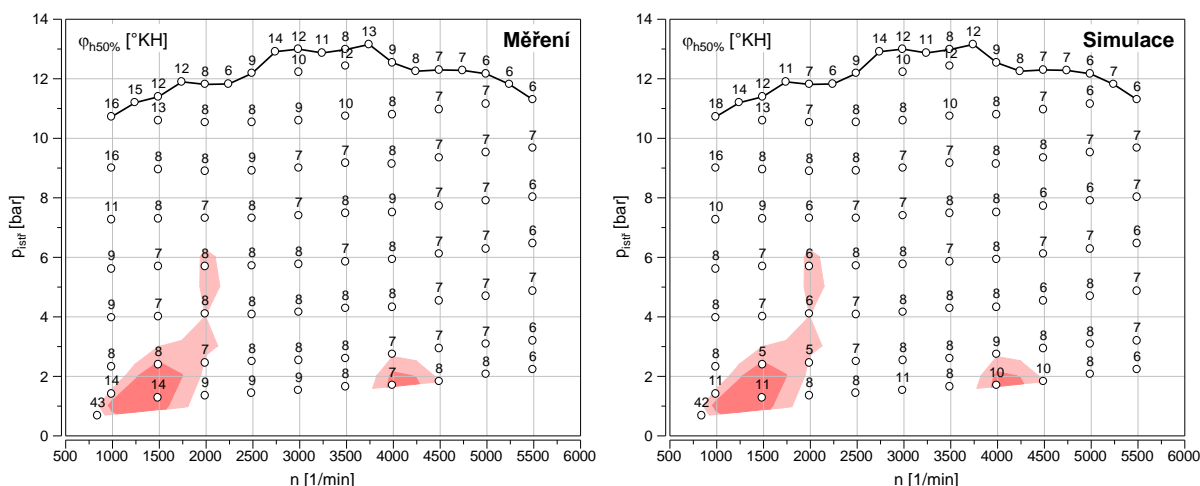
Aby bylo možné v programu [58] přímo srovnávat výsledek simulačního výpočtu s experimentem, bylo zde využito inverzního postupu pro analýzu změřeného průběhu tlaku. Při analýze bylo rovněž počítáno s proměnnými termodynamickými vlastnostmi náplně válce i s proměnnou účinností hoření jako tomu bylo při simulaci. Povrchové teploty základních částí spalovacího prostoru byly převzaty ze simulace.

Vlastní ověření navrženého adaptivního modelu hoření reprezentovaného vztahy (10.15) a (10.6) a vztahem (10.4) pro výpočet průtahu zážehu bylo provedeno pro různé kombinace otáček a zatížení motoru. K tomuto účelu bylo využito měření úplné charakteristiky motoru uváděné již dříve, např. na *Obr.6.1*. Vzhledem k tomu, že užitý simulační výpočet nevede k úplné shodě hodnot součinitele zbytkových spalin ve srovnání s experimentem (viz *Obr.7.18*), kontrola navrženého modelu hoření by tímto byla ovlivněna. Aby k tomu nedocházelo, bylo nutné ve výpočtech zajistit shodné počáteční podmínky (teplota, tlak, množství směsi a zbytkových spalin) s experimentem. Implementace těchto okrajových podmínek byla v užitém tabulkovém procesoru Microsoft Excel velmi snadná.

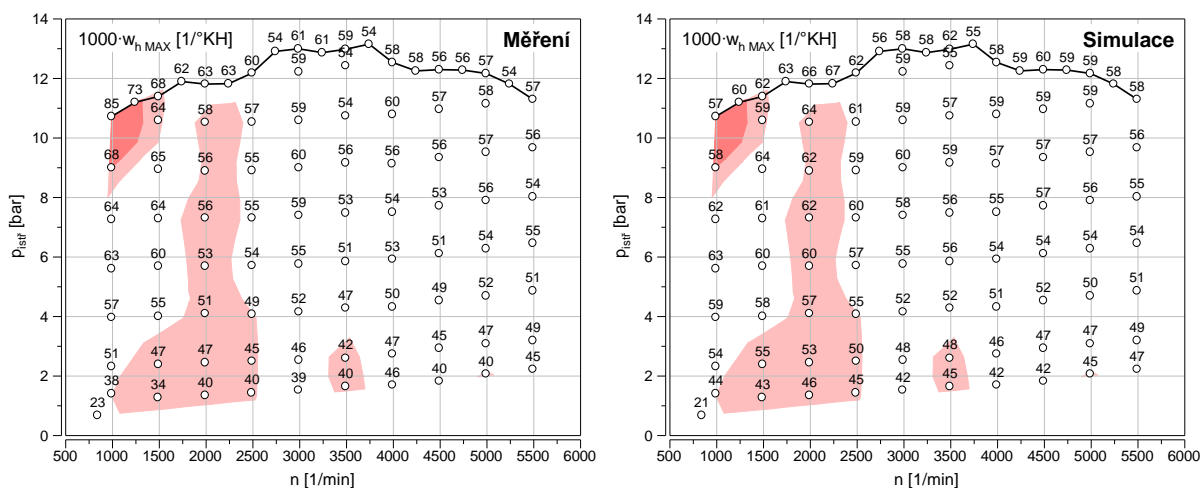
Výsledky ověřovacích simulačních výpočtů jsou zde prezentovány prostřednictvím dvou integrálních parametrů hoření – poloha klikového hřídele při 50% vyhoření paliva a maximální dosažená hodnota jednotkové rychlosti hoření. Vzájemné porovnání těchto hodnot mezi měřením a simulačním výpočtem je uvedeno na *Obr.10.7* a *Obr.10.8* pro všechny měřené body v úplné charakteristice motoru

10. EMPIRICKÝ MODEL HOŘENÍ

včetně volnoběhu. Zabarvená pole v těchto grafech ohraničují oblasti, kde bylo dosaženo větších rozdílů mezi měřením a simulací. U vyšetřovaného motoru docházelo ke snížení rychlosti hoření v oblasti otáček kolem 2000 1/min. Tento jev nebylo možné navrženým empirickým modelem hoření podchytit. Z uvedeného srovnání je dále patrné, že rozdíly lze očekávat i při velice nízkých otáčkách a vysokém zatížení motoru. Detailní pohled na celkovou situaci poskytuje porovnání uvedené v příloze P7, kde jsou vykresleny vlastní průběhy jednotkových rychlostí hoření pro vybrané režimy motoru tak, aby byla pokryta celá vyšetřovaná pracovní oblast motoru.



Obr.10.7 – Porovnání změřené a aproximované polohy klikového hřídele při 50% vyhoření paliva v úplné charakteristice motoru, zabarvená pole ohraničují oblasti s větším rozdílem hodnot.



Obr.10.8 – Porovnání změřené a aproximované maximální dosažené hodnoty jednotkové rychlosti hoření v úplné charakteristice motoru, zabarvená pole ohraničují oblasti s větším rozdílem hodnot.

Z porovnání průběhů jednotkových rychlostí hoření v příloze P7 jsou na první pohled patrné větší rozdíly mezi měřením a simulací při plném zatížení a otáčkách motoru 1000 1/min (bod 4 v příloze P7) a dále pak při velmi nízkém zatížení a otáčkách motoru 4000 1/min (bod 8). Shodou okolností, tyto body reprezentují největší

zjištěné rozdíly mezi měřením a simulací z celého pole úplné charakteristiky motoru. Důvodem těchto rozdílů jsou jednak odchylky aproximovaného průtahu zážehu a jednak specifické chování motoru (např. různé víření náplně válce) vedoucí ke změně rychlosti hoření. Aby bylo možné tyto případné odchylky od skutečnosti kompenzovat, byly oba navržené empirické vztahy rozšířeny o kalibrační konstanty A_p a A_h , pomocí kterých lze modifikovat modelovaný průběh hoření. Výsledná podoba empirických vztahů pro průtah zážehu a vlastní hoření tedy je

$$\Delta\varphi_p = A_p 81 \cdot 10^8 n^{0,7} p_{vz}^{-0,2} T_{vz}^{-3,8} \left[0,2 + (\lambda_{sm} - 0,8)^2 \right] (1 + \vartheta_{spal\lambda=1})^{2,4}, \quad (10.18)$$

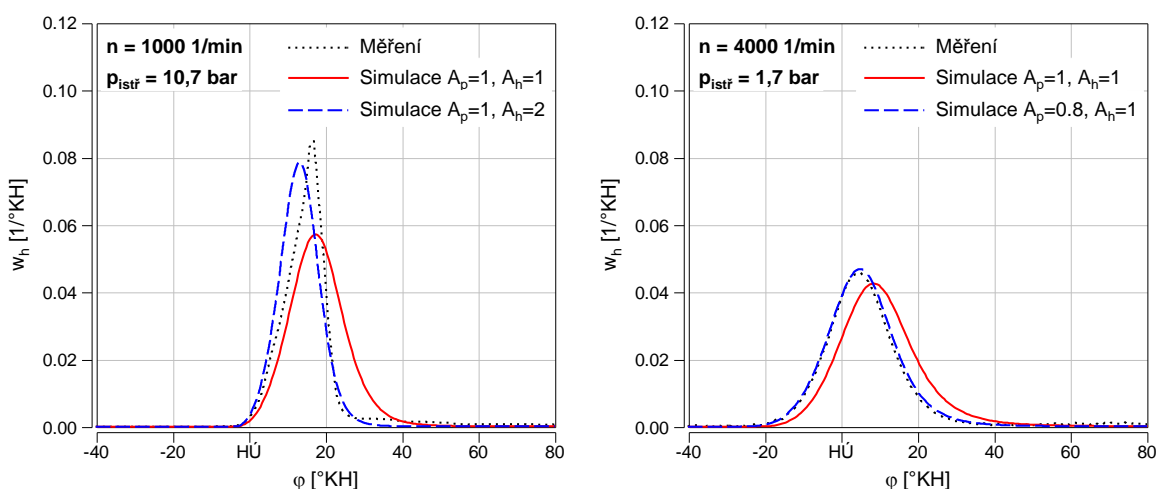
[°KH, 1/min, bar, K, 1, kg/kg]

$$\frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} = A_h 53 \cdot 10^{-7} n^{-0,5} p_v^{0,3} T_v^{0,4} \left[0,3 - (\lambda_{sm} - 0,83)^2 \right] (1 - \vartheta_{spal\lambda=1})^4 \varepsilon_v^{1,5} \sigma_{sm}^{1,1} (\varphi - \varphi_{h0})^{2,5}. \quad (10.19)$$

[kg/kg °KH, 1/min, bar, K, 1, kg/kg, 1, kg/kg, °KH, °KH]

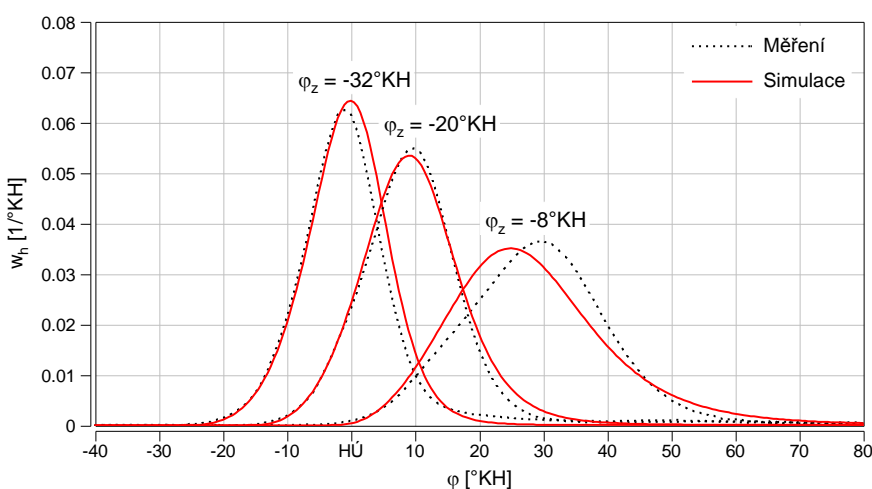
V normálním případě je hodnota kalibračních konstant $A_p = A_h = 1$, vhodnou volbou těchto konstant lze pak průběh hoření přizpůsobit experimentálně zjištěnému průběhu.

Na Obr.10.9 jsou uvedeny problematické body 4 a 8 z přílohy P7 s upravenými kalibračními konstantami tak, aby se pokud možno dosáhlo požadovaného průběhu jednotkové rychlosti hoření. Z porovnání křivek je patrné, že v režimu nízkého zatížení motoru se toto podařilo, avšak při plném zatížení a velmi nízkých otáčkách motoru je průběh rychlosti hoření natolik specifický, že nebylo možné úplné shody s měřením dosáhnout. Tyto odchylky jsou způsobeny relativní jednoduchostí empirického vztahu popisujícího průběh vyhořívání náplně válce (na změnu otáček motoru reaguje navržená funkce ryze monotónně), avšak právě tato jednoduchost zajišťuje na druhou stranu jeho "robustnost" a stabilitu při posuzování širokého spektra provozních režimů motoru. Jedná se tedy o kompromisní řešení, u kterého byl kladen větší důraz na zajištění univerzálnosti vztahu.



Obr.10.9 – Porovnání průběhů jednotkové rychlosti hoření při experimentu a při simulaci s upravenými kalibračními konstantami A_p a A_h pro vybrané režimy motoru.

Navržený empirický model hoření je označován přívlastkem "adaptivní". Tuto adaptivní schopnost modelu lze demonstrovat na příkladu změny úhlu předstihu zážehu při konstantních otáčkách motoru a konstantním tlaku v sacím potrubí. Změřený a modelovaný průběh jednotkové rychlosti hoření při různém předstihu zážehu je znázorněn na *Obr.10.10*. Není zde sice dosaženo absolutní shody modelovaných průběhů s experimentem, avšak kvalitativní změny způsobené rozdílným předstihem zážehu jsou evidentní (samozřejmě bez jakékoliv změny kalibračních konstant modelu). Větší odchylky vykazují průběhy při opožděném zážehu směsí, které jsou při reálném provozu motoru zatíženy výrazně větší mezicyklovou variabilitou proti průběhům s vyšším předstihem zážehu – proto je změřený střední průběh rychlosti hoření při úhlu zážehu $\varphi_z = -8^\circ\text{KH}$ mírně deformován.



Obr.10.10 – Porovnání modelované a změřené jednotkové rychlosti hoření při různém předstihu zážehu, $n = 3000 \text{ 1/min}$, $p_{sac} = 550 \text{ mbar}$, $\lambda = 1$.

10.4 Použitelnost navrženého modelu hoření

Jak ukazují měření na různých motorech, nelze očekávat naprosto stejné chování u všech motorů a ve všech jejich provozních režimech. Významnými vlivy ovlivňujícími průběh hoření jsou poloha zapalovací svíčky, energie a doba trvání vysokonapěťového výboje, tvar spalovacího prostoru a víření náplně válce. Tyto vlivy lze v modelu do jisté míry zohlednit prostřednictvím kalibračních konstant A_p a A_h .

Navržený empirický adaptivní model hoření lze v praxi využít nejen pro simulaci pracovního oběhu pístového spalovacího motoru, ale i pro hlubší analýzu průtahu zážehu a vlastního hoření s ohledem na topologii spalovacího prostoru a fyzikálně-chemické dispozice. Při běžných analýzách jde o prosté srovnávání hoření mezi různými variantami spalovacích prostorů nebo dokonce celých motorů. Při experimentech však nelze zajistit naprosto shodné podmínky ve válci motoru v okamžiku přeskoku jiskry ani v dalších fázích hoření, takže potom není zcela jasné,

zda jsou zjištěné rozdíly v hoření způsobeny sledovanou konstrukční změnou nebo jen rozdílnými podmínkami ve válci motoru. S využitím empirického adaptivního modelu hoření lze rozdílné podmínky ve válci motoru kompenzovat a proces hoření kvalitativně hodnotit podle velikosti kalibračních konstant A_p a A_h . Velikost těchto konstant pak ukazuje na relativní změny ve schopnosti zažehnout směs a v rychlosti postupu deflagračního plamene. Praktickou využitelnost navrženého modelu hoření lze demonstrovat na příkladech, kdy byly statisticky (pro více provozních režimů motoru) posuzovány vlivy vnitřního víření ve válci motoru typu Swirl a Tumble, vliv koncepce spalovacího prostoru a rovněž i vliv použitého druhu paliva.

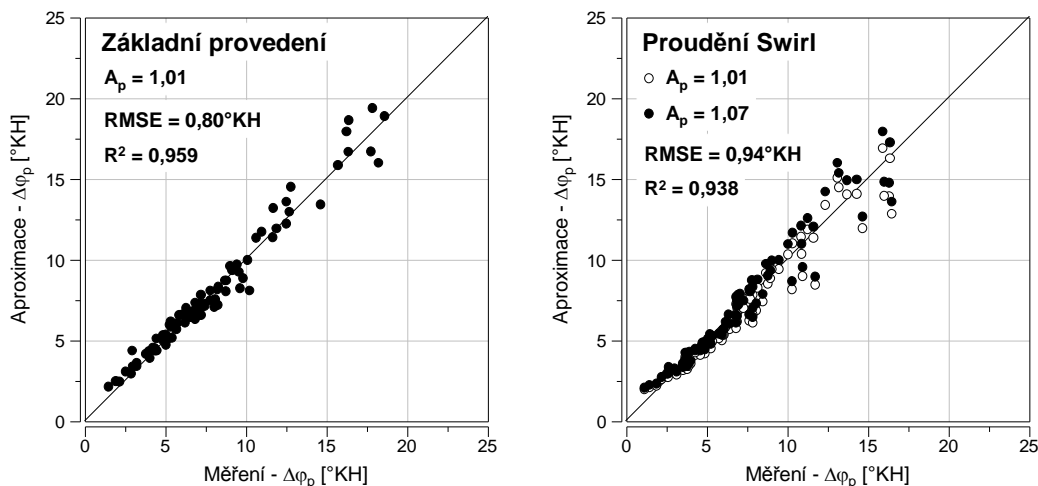
10.4.1 Vliv víření typu Swirl na průběh hoření

Na motoru, na kterém byla provedena všechna výše uvedená měření, byl vyšetřován i vliv nuceného vnitřního víření typu Swirl na průběh hoření náplně válce. Motor byl proto dodatečně vybaven klapkami v sacích kanálech, které zajišťovaly proudění pouze jedním ze dvou sacích ventilů, čímž byla zajištěna tečná rotace náplně válce vytvářející se v průběhu sacího zdvihu. Vyobrazení upravené hlavy válců spolu s měřením proudového pole ve válci motoru v různých horizontálních rovinách při zdvihu sacích ventilů 8 mm je uvedeno pro obě vyšetřované varianty v příloze P9. Pro každou měřenou rovinu byla vyhodnocena i poměrová Swirl a Tumble čísla vztažená k fiktivním otáčkám motoru, resp. k průtoku vzduchu při měření. Z porovnání proudových polí je patrné, že uzavřením jednoho z kanálů se podařilo vytvořit malý tangenciální vír (spíše jen asymetrické proudění) za současného zvětšení poměrového Tumble čísla. Tato měření byla provedena na anemometrickém testeru 24TV od firmy Jaroš [4] vyobrazeném v příloze P8.

Při hodnocení procesu hoření se opět vycházelo ze středních průběhů změřených indikovaných tlaků pořízených v rámci měření úplných charakteristik motoru pro obě výše popsané varianty. Princip vyhodnocení spočíval v aplikaci vztahů (10.18) a (10.19) s cílem určit takové hodnoty kalibračních konstant A_p a A_h , aby se dosáhlo nejlepší shody aproximace s experimentem, resp. s hodnotami koeficientu úměrnosti vypočtenými dle vztahu (10.10). U vlastního průběhu hoření bylo počítáno pouze s bodem při 50% vyhoření paliva, jakožto bodem s největším vlivem na hledanou hodnotu konstanty úměrnosti, potažmo kalibrační konstanty A_h . Podle velikosti zjištěných konstant, resp. odchylky od nominální hodnoty $A_p = A_h = 1$, lze pak separátně usuzovat na kvalitativní změny při zážehu směsi a při vlastním hoření.

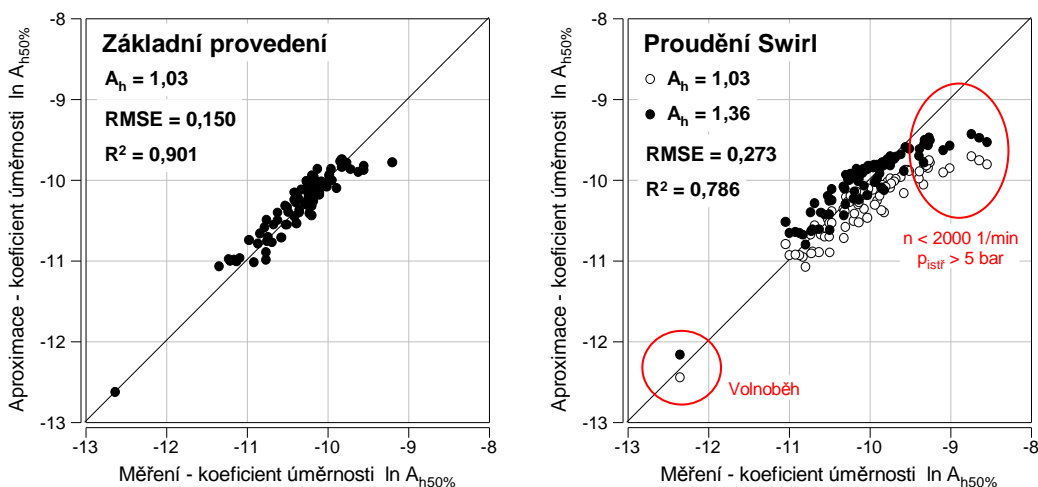
Výsledky provedených analýz ukazují, že vytvoření víru typu Swirl má proti původnímu víření na průtahu zážehu jen nepatrný, spíše tendenční vliv. Lze pozorovat velmi mírné zvětšení průtahu zážehu (byla zjištěna větší hodnota kalibrační

konstanty A_p), jak je graficky i číselně znázorněno na Obr.10.11. Na korelačním grafu pro proudění Swirl jsou pro názornost uvedeny i světlé body představující aplikaci vztahu (10.18) s kalibrační konstantou $A_p = 1,01$ (hodnota zjištěná pro základní provedení). S touto hodnotou však nebylo dosaženo nejlepší shody s experimentem, takže musela být upravena na hodnotu $A_p = 1,07$. Konečný výpočet průtahu zážehu s upravenou hodnotou A_p je potom znázorněn tmavými body.



Obr.10.11 – Vliv vnitřního víření typu Swirl na průtah zážehu, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami průtahu zážehu při různých velikostech kalibrační konstanty A_p .

Podle očekávání byl u tohoto motoru zjištěn pozitivní vliv Swirl proudění na urychlení vlastního hoření. Tento závěr lze statisticky doložit s využitím korelačních grafů hodnotících velikost "změřeného" a aproximovaného koeficientu úměrnosti vystupujícího ve vztahu (10.5), ze kterého vychází rozšířený adaptivní popis hoření. Jak bylo uvedeno dříve, největší váhu (vliv na výsledek simulace) má koeficient úměrnosti při 50% vyhoření paliva, takže je počítáno pouze s těmito hodnotami.



Obr.10.12 – Vliv vnitřního víření typu Swirl na rychlost hoření, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami koeficientu úměrnosti při 50% vyhoření paliva při různých velikostech kalibrační konstanty A_h .

Na *Obr.10.12* je uvedeno porovnání obou vyšetřovaných variant proudění náplně válce s odpovídajícími kalibračními konstantami A_h . Pro dosažení nejlepší shody aproximace s experimentem bylo nutné v obou případech zvětšit hodnotu A_h , pro případ proudění typu Swirl však o poznání více, což v globálu ukazuje na vyšší rychlost hoření – detailní analýza ukazuje, že hlavně při nižších otáčkách motoru. Z korelačního grafu pro Swirl proudění je u bodů náležících nižším otáčkám motoru patrný odklon od centrální čáry, což značí, že pro tyto režimy motoru by bylo zapotřebí ještě více zvětšit hodnotu kalibrační konstanty A_h . Toto zjištění naznačuje, že pokud bychom chtěli přesněji podchytit vliv vnitřního proudění na průběh vyhořívání náplně válce modelovaný vztahem (10.19), museli bychom v tomto vztahu nahradit konstantní exponent u otáček motoru funkční závislostí na vhodném integrálním parametru víření náplně válce. Ukazuje se totiž, že s rostoucími otáčkami motoru se význam vířivých sacích kanálů postupně vytrácí. K vytvoření zpřesněného modelu hoření by bylo zapotřebí systematické experimentální zkoumání těchto vlivů na motoru s širokým portfoliem sacích kanálů s různými vírovými vlastnostmi.

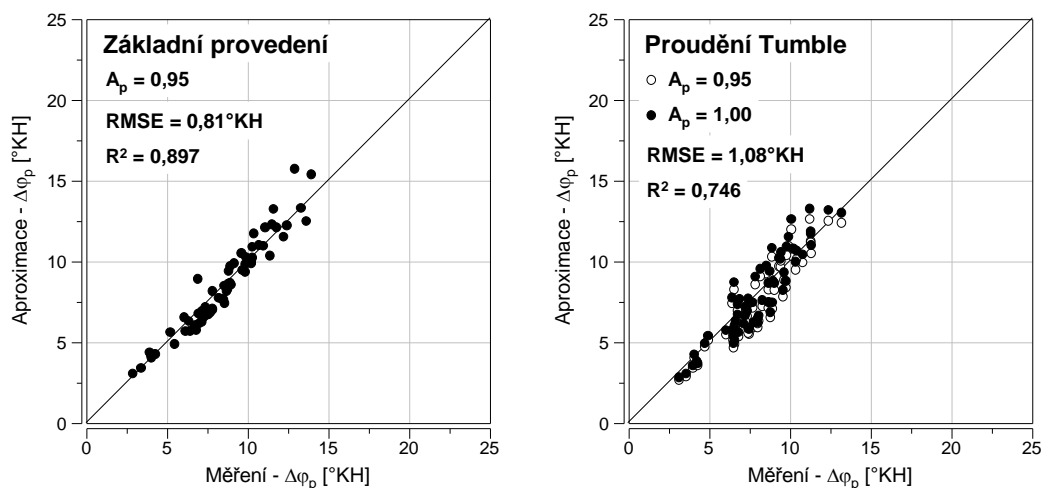
10.4.2 Vliv víření typu Tumble na průběh hoření

K vyšetřování vlivu zesíleného vnitřního víření typu Tumble bylo využito měření z [45]. Jednalo se o čtyřválcový nepřepřlňovaný zážehový motor o zdvihovém objemu jedné válcové jednotky $374,5\text{ cm}^3$. Spalovací prostor byl obvyklého střechovitého tvaru s dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily s centrálně umístěnou zapalovací svíčkou. Časování sacích i výfukových ventilů bylo variabilní, řízené elektronickou řídicí jednotkou motoru. K dispozici byly dvě hlavy válců s rozdílnými tvary sacích kanálů. Změřená proudová pole v několika horizontálních rovinách spolu s poměrovými Tumble čísly pro obě varianty kanálů jsou uvedena v příloze *P10*.

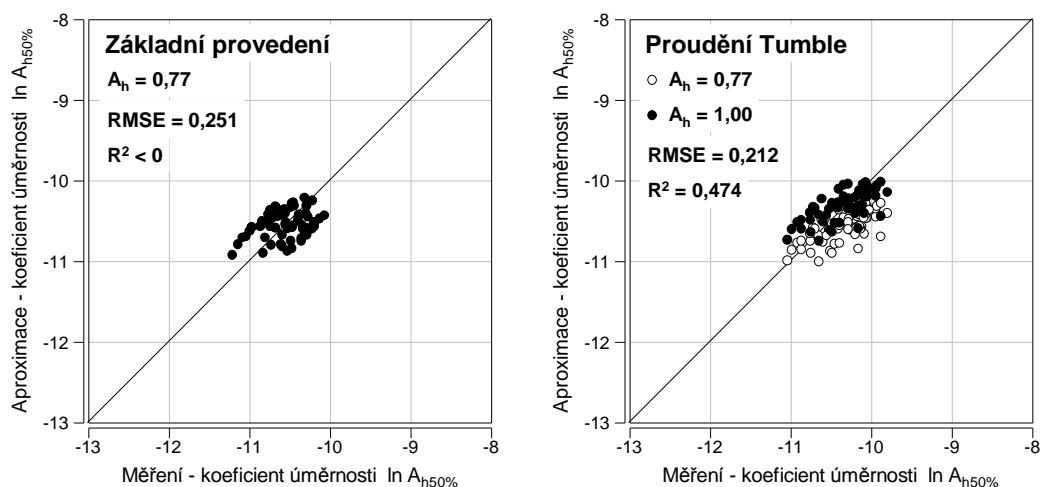
Během vysokotlaké indikace motoru nebyl z válce odebírán vzorek plynu, jako tomu bylo v předchozím případě, takže bylo nutné obsah zbytkových spalín ve válci motoru určit výpočtem. Pro výpočet součinitele zbytkových spalín byl zvolen fenomenologický přístup dle autorů Köhler-Bargende [42], který se z výsledků předchozích analýz jevil jako relativně spolehlivý (viz *Obr.7.14*). Ukázalo se však, že při nízkých zatíženích motoru, kdy se využívalo velkého překrytí ventilů k zajištění vysokého stupně vnitřní recirkulace výfukových plynů, výpočet selhával a vedl k nereálně vysokým obsahům zbytkových spalín. Z toho důvodu musely být režimy nízkého zatížení motoru ze souboru vyšetřovaných bodů z celé měřené úplné charakteristiky motoru vyloučeny.

Průtah zážehu i vlastní průběh hoření byly posuzovány nezávisle na sobě, jako tomu bylo i v předchozím případě. Opět bylo využito empirických vztahů (10.18) a

(10.19), ve kterých byly hledány kalibrační konstanty A_p a A_h tak, aby se dosáhlo nejlepší shody modelu s experimentem. Celkové výsledky analýzy hoření jsou prezentovány prostřednictvím korelačních grafů na *Obr.10.13* a *Obr.10.14*. Tento motor vykazoval v základním provedení jen o málo kratší průtah zážehu proti "standardu" ($A_p = 0,96$), rychlost hoření však byla znatelně nižší ($A_h = 0,79$).



Obr.10.13 – Vliv vnitřního víření typu Tumble na průtah zážehu, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami průtahu zážehu při různých velikostech kalibrační konstanty A_p .



Obr.10.14 – Vliv vnitřního víření typu Tumble na rychlost hoření, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami koeficientu úměrnosti při 50% vyhoření paliva při různých velikostech kalibrační konstanty A_h .

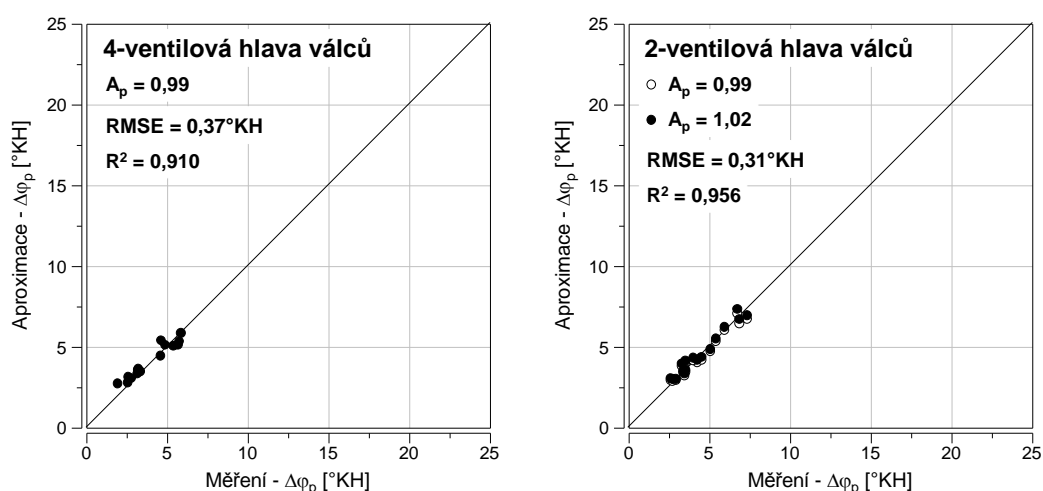
Na *Obr.10.14* jsou uváděny i hodnoty koeficientu determinace R^2 , avšak v tomto případě jsou irelevantní, protože vyšetřovaný rozsah koeficientu úměrnosti při 50% vyhoření paliva je příliš malý, což vede k velmi nízkým hodnotám tohoto korelačního parametru, jak ostatně plyne z jeho definice (7.2). Větší rozptyl bodů kolem centrální čáry může být do jisté míry způsoben chybami v určení součinitele zbytkových spalín, který má na modelovaný průběh hoření značný vliv. Průtah zážehu i rychlost vlastního

hoření jsou ovlivněny intenzivnějším vířením náplně válce stejným způsobem, jako tomu bylo i v předchozím případě při vyšetřování vlivu víření typu Swirl. Průtah zážehu se při zesíleném Tumble víření pouze mírně prodlužuje, ale rychlost hoření se s rostoucí intenzitou víření podle očekávání znatelně zvětšuje (na korelačních grafech indikováno posunem mezi světlými a tmavými body).

10.4.3 Vliv topologie spalovacího prostoru

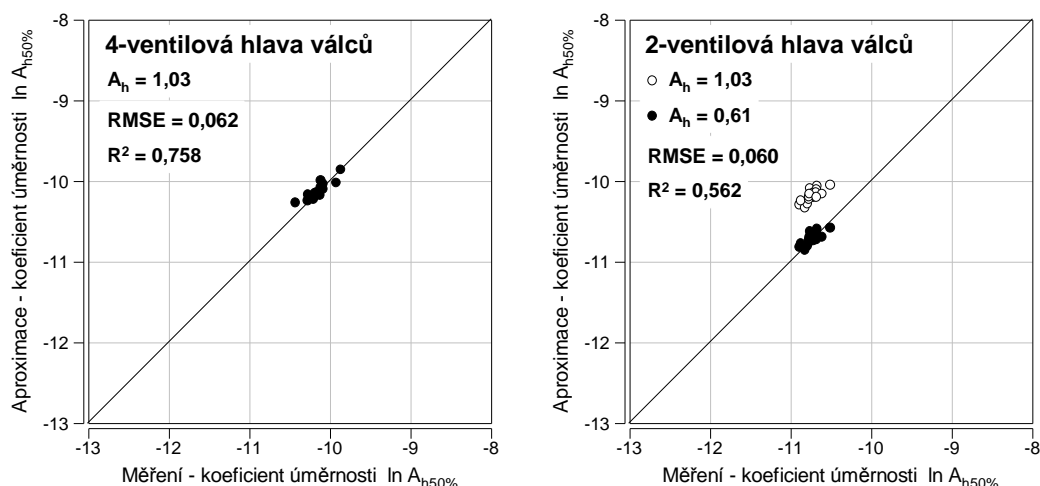
Velmi významný vliv topologie spalovacího prostoru na průběh hoření je demonstrován na tříválcovém motoru o objemu 1,2l typové řady EA111, který byl předmětem primárních experimentálních prací. Tento motor se vyráběl ve dvou verzích – s čtyřventilovou a s dvouventilovou technikou hlavy válců. Rozdíl mezi spalovacími prostory spočívá nejen v odlišném nuceném vnitřním víření náplně válce, ale především v umístění zapalovací svíčky, což má na rozvoj fronty plameny zásadní vliv. Zatímco u čtyřventilové hlavy válců je zapalovací svíčka umístěna centrálně v ose válce, u dvouventilové varianty je umístěna excentricky, jak je vyobrazeno v příloze P11. Kompresní poměr u dvouventilové verze je $\varepsilon = 10,2$, tedy mírně menší proti čtyřventilové verzi.

Pro posouzení rozdílů mezi těmito spalovacími prostory bylo z minulosti k dispozici pouze měření na vnější otáčkové charakteristice motoru, takže výpočet součinitele zbytkových spalín dle autorů Köhler-Bargende lze v tomto případě považovat za spolehlivý. Srovnání spalovacích prostorů s ohledem na průtah zážehu je uvedeno prostřednictvím korelačních grafů na Obr.10.15. Z grafů je patrné, že i takto zcela odlišný typ spalovacího prostoru nemá na velikost průtahu zážehu významný vliv, lze pozorovat jen jeho nepatrné prodloužení u dvouventilové hlavy válců, jak je číselně vyjádřeno kalibrační konstantou A_p .



Obr.10.15 – Vliv topologie spalovacího prostoru na průtah zážehu, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami průtahu zážehu při různých velikostech kalibrační konstanty A_p .

Jak se dá přepokládat teoreticky, i jak je patrné z korelačních grafů na *Obr.10.16*, poloha zapalovací svíčky má na rychlost hoření naprosto zásadní vliv. K dosažení nejlepší shody aproximace s experimentem musela být kalibrační konstanta A_h snížena až na hodnotu $A_h = 0,6$. Uvedené korelační grafy sice obsahují jen body odpovídající provozním režimům při plném zatížení motoru, ale z minimálního rozptylu bodů je zřejmá použitelnost navrženého empirického modelu hoření i pro motory s výrazně rozdílným typem spalovacího prostoru.

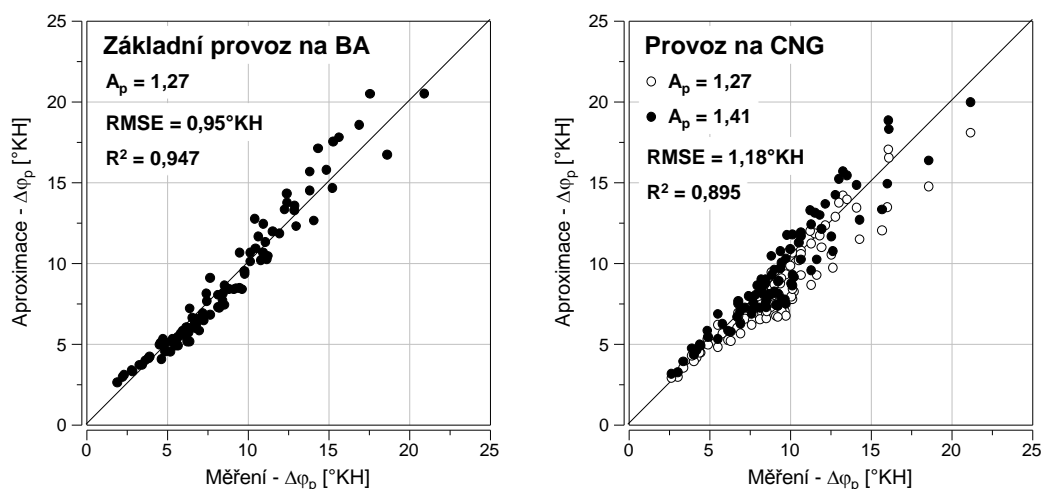


Obr.10.16 – Vliv topologie spalovacího prostoru na rychlost hoření, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami koeficientu úměrnosti při 50% vyhoření paliva při různých velikostech kalibrační konstanty A_h .

10.4.4 Vliv druhu použitého paliva na průběh hoření

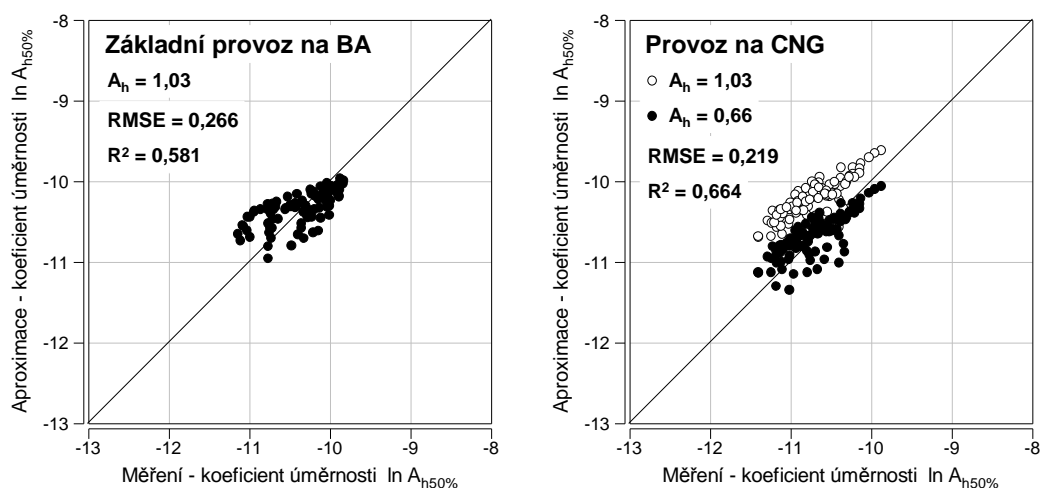
Vliv různého druhu paliva byl vyšetřován na čtyřválcovém nepřepřlňovaném zážehovém motoru o zdvihovém objemu jedné válcové jednotky $399,5 \text{ cm}^3$. Jednalo se o bivalentní motor spalující alternativně benzín nebo zemní plyn (CNG – Compressed Natural Gas). Tvar spalovacího prostoru v hlavě válců byl dán standardním čtyřventilovým uspořádáním, časování sacích ventilů bylo variabilní. Průběhy indikovaného tlaku pro analýzu hoření byly pořízeny v rámci práce [23], kde bylo provedeno měření úplné charakteristiky motoru. Součinitel zbytkových spalín byl opět aproximován s využitím fenomenologického přístupu dle autorů Köhler-Bargende, takže modelovaný průtah zážehu i vlastní hoření mohou být zatíženy chybou způsobenou odchylkami tohoto součinitele. Pro účely vzájemného srovnání použitých paliv při stejných režimech motoru byl však tento postup shledán akceptovatelným.

Výsledky této analýzy jsou prezentovány v korelačních grafech na *Obr.10.17* a *Obr.10.18*. Zjištěná kalibrační konstanta $A_p = 1,26$ indikuje, že už v základním provedení motoru při provozu na benzín je průtah zážehu delší než při "standardním" chování motoru, pro který platí vztah (10.18) s hodnotou $A_p = 1$. Při provozu na zemní plyn se průtah zážehu dle očekávání ještě prodlužuje.



Obr.10.17 – Vliv použitého paliva na průtah zážehu, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami průtahu zážehu při různých velikostech kalibrační konstanty A_p .

S přihlédnutím k faktu, že prováděné výpočty jsou zatíženy nejistotou v určení součinitele zbytkových spalín, je nutné tolerovat větší rozptyl bodů kolem centrální čáry v korelačních grafech na Obr.10.18 – analýza zahrnuje i body velmi nízkého zatížení motoru s vysokým obsahem zbytkových spalín a tedy i s vyšší nejistotou, která je navíc umocněna tím, že motor byl vybaven proměnným časováním sacích ventilů. Z porovnání korelačních grafů je patrné, že rozptyl bodů při provozu na CNG je dokonce menší než při provozu na benzín. To naznačuje, že navržený empirický model hoření je při vhodné volbě kalibračních konstant použitelný i pro tento druh paliva. Z poměru hodnot zjištěných kalibračních konstant A_h jednoznačně vyplývá, že použití zemního plynu jako paliva vede k nižší rychlosti postupu deflagračního plamene proti benzínové směsi.



Obr.10.18 – Vliv použitého paliva na rychlost hoření, korelace mezi změřenými a aproximovanými hodnotami koeficientu úměrnosti při 50% vyhoření paliva při různých velikostech kalibrační konstanty A_h .

10.4.5 Shrnutí provedených analýz

Uvedené analýzy demonstrují použitelnost navrženého empirického modelu i pro hlubší rozbor procesu hoření s ohledem na konstrukční dispozice motoru a fyzikálně-chemické vlastnosti náplně válce v reálných provozních podmínkách. Jednotlivé vyšetřované případy prokazují univerzálnost navrženého adaptivního modelu hoření, který lze přizpůsobit specifickému provedení motoru. Při aproximaci průtahu zážehu se dosahovalo dobré shody s měřením. Vlastní hoření je mnohem komplikovanější proces, který může při určitých provozních režimech motoru vést k neočekávaným průběhům, což se obecně projevuje většími rozdíly mezi modelem a experimentem. Tyto rozdíly lze kompenzovat vhodnou volbou kalibrační konstanty A_h . Jak bylo několikrát zmíněno, kvalita výsledků závisí dosti podstatným způsobem na přesnosti určení součinitele zbytkových spalín. Přestože byl v těchto demonstračních příkladech součinitel zbytkových spalín určován pouze výpočtovým odhadem, výsledky analýz ukázaly změny v průběhu hoření podle očekávání, v souladu s praktickými zkušenostmi. Uvedeným postupem lze rozdíly v hoření jednoznačně kvantifikovat podle velikosti kalibračních konstant, jak je shrnuto v tabulce *Tab.10.1*. Tato tabulka dává rovněž představu, v jakém rozmezí lze velikost kalibračních konstant A_p a A_h v praxi reálně očekávat.

		A_p [-]	A_h [-]
Vliv víření Swirl	Víření Tumble	1,01	1,03
	Víření Tumble + Swirl	1,07	1,36
Vliv víření Tumble	Nízký Tumble	0,95	0,77
	Zesílený Tumble	1,00	1,00
Vliv topologie spalovacího prostoru	4-ventilová hlava válců	0,99	1,03
	2-ventilová hlava válců	1,02	0,61
Vliv paliva	Benzín	1,27	1,03
	Zemní plyn	1,41	0,66

Tab.10.1 – Hodnoty kalibračních konstant A_p a A_h pro všechny vyšetřované případy.

11. ZÁVĚR

V souladu s koncepčním uspořádáním habilitační práce je shrnutí výsledků a poznatků rozděleno do dvou kapitol, které korespondují s dílčím výzkumem řešených problémů. První část práce se zabývá problematikou určení součinitele zbytkových spalín, ve druhé části je pak znalost tohoto součinitele využita k výpočtu termodynamických vlastností náplně válce a dále ke zhodnocení příspěvku tohoto parametru na průběh hoření v zážehovém spalovacím motoru spalujícím homogenní směs. Hlavním výstupem habilitační práce je empirický adaptivní model popisující průtah zážehu a následné vyhořívání náplně válce. Tento model je koncipován tak, aby byl snadno použitelný pro běžné simulační výpočty oběhů zážehových spalovacích motorů, postihoval fyzikálně-chemickou stránku procesu hoření a zároveň vyžadoval jen přijatelné úsilí nutné pro jeho přizpůsobení (tzv. naladění).

V průběhu prováděných prací bylo nutné k analýzám hoření (a vůbec ke všem výpočtům) přistupovat komplexně, neboť rčení "vše souvisí se vším" zde platí doslova. Uvědomění si všech souvislostí vedlo mnohdy k zajímavým, ale při hlubším rozboru ke zcela logickým vysvětlením dějů probíhajících v průběhu hoření palivové směsi ve válci motoru. Poznatky z realizovaného výzkumu a závěry zpracované v jednotlivých kapitolách habilitační práce lze shrnout do následujících bodů.

11.1 Určení součinitele zbytkových spalín

- Přímé měření obsahu zbytkových spalín se pro detailní termodynamickou analýzu pracovního oběhu jeví jako nezbytné, zvláště u motorů s proměnným časováním ventilů. Nelze jej s dostatečnou jistotou nahradit výpočtovým odhadem ani simulačním výpočtem.
- Největším problémem při výpočtu součinitele zbytkových spalín je určení skutečného časování ventilů.
- Chybné určení množství zbytkových spalín ve válci motoru má značný vliv na počítanou teplotu náplně válce a na modelovaný průtah zážehu i vlastní hoření.
- Navržený způsob odběru vzorku plynu z válce motoru přes elektromagnetický ventil se jeví jako plně funkční a spolehlivý. Funkce odběrného ventilu byla po celou dobu experimentů bezproblémová.
- Využití CO₂ plynu jako identifikátoru přítomnosti spalín je dostatečně přesné a spolehlivé.
- Výpočtové vyhodnocení obsahu zbytkových spalín z analýzy odebraného vzorku plynu je s využitím výpočetní techniky snadno realizovatelné.

11.2 Popis hlavních fází procesu hoření

- Průtah zážehu a následný průběh vyhořívání náplně válce jsou na sobě nezávislé jevy, proto je nutné posuzovat je odděleně.
- Pro objektivní posouzení všech faktorů ovlivňujících proces hoření ve válci motoru jsou nutná měření s širokou změnou předstihu zážehu, experimenty při optimálním seřízení motoru jsou nedostatečné.

- Průtah zážehu lze popsat empirickým vztahem

$$\Delta\varphi_p = A_p \cdot 81 \cdot 10^8 n^{0,7} p_{vz}^{-0,2} T_{vz}^{-3,8} \left[0,2 + (\lambda_{sm} - 0,8)^2 \right] (1 + \vartheta_{spal\lambda=1})^{2,4} \cdot$$

[°KH, 1/min, bar, K, 1, kg/kg]

- Průběh vlastního hoření lze modelovat pomocí empirického vztahu

$$\frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} = A_h \cdot 53 \cdot 10^{-7} n^{-0,5} p_v^{0,3} T_v^{0,4} \left[0,3 - (\lambda_{sm} - 0,83)^2 \right] (1 - \vartheta_{spal\lambda=1})^4 \varepsilon_v^{1,5} \sigma_{sm}^{1,1} (\varphi - \varphi_{h0})^{2,5},$$

[kg/kg °KH, 1/min, bar, K, 1, kg/kg, 1, kg/kg, °KH, °KH]

pro rychlost hoření paliva platí $\frac{dm_{pal-h}}{d\varphi} = \frac{m_v}{1 + \lambda L_{vvt}} \frac{d\sigma_{spal-h}}{d\varphi} \cdot$

- Z navržených empirických vztahů je čitelná fyzikálně-chemická povaha sledovaného procesu, přizpůsobení konkrétnímu motoru nebo jeho specifickému (neočekávanému) chování lze realizovat změnou kalibračních konstant A_p a A_h .
- Hlavní předností navrženého modelu hoření je jeho adaptabilita, takže model adekvátně reaguje na změny provozního režimu motoru.
- Větší intenzita víření náplně válce způsobuje jen mírné prodloužení průtahu zážehu, ale významné urychlení vlastního hoření. Tento pozitivní efekt se však s rostoucími otáčkami motoru vytrácí, neboť rozvíření náplně válce, jako důsledek zvětšující se rychlosti proudění, při vysokých otáčkách motoru přirozeně nabývá na intenzitě.
- Průtah zážehu silně závisí na předstihu zážehu. Čím dále je okamžik zážehu od horní úvratí (je nižší tlak a teplota směsi), tím je průtah zážehu delší.
- Čím je průtah zážehu delší, tím větší je i jeho mezicyklová variabilita.
- Při pomalém hoření lze očekávat vyšší mezicyklovou variabilitu a naopak.
- Zvětšení předstihu zážehu vede ke zvýšení rychlosti hoření - mezicyklová variabilita by se měla snižovat, ale zároveň se zvětšuje průtah zážehu - mezicyklová variabilita se zvětšuje, což ve výsledku ovlivňuje i variabilitu vlastního hoření. Předstih zážehu má tedy z hlediska dosažení minimální mezicyklové variability své optimum.
- Při velmi nízkém zatížení motoru mohou vysoké předstihy zážehu vést až k nezážehům směsi.

12. VYUŽITÍ VÝSLEDKŮ HABILITAČNÍ PRÁCE

Zpracování jednotlivých kapitol bylo v habilitační práci provedeno tak, aby byl na příkladech z průmyslové praxe ukázán význam experimentů a nástrojů matematického zpracování naměřených dat při řešení složitých problémů. Zjištěné poznatky uvedené v habilitační práci jsou obecně platné pro různá konstrukční uspořádání zážehových spalovacích motorů a jsou použitelné jak pro průmyslový výzkum a vývoj, tak i pro výuku studentů v konstrukčním zaměření.

Navržený empirický adaptivní model hoření má určitý vývojový potenciál k zahrnutí dalších činitelů, které ovlivňují průběh hoření směsi ve válci zážehového motoru. Jmenovitě se jedná o vlivy, jako jsou např. průměr válce, zdvih, intenzita a druh víření směsi, koncepce spalovacího prostoru, provedení zapalovací svíčky a typ zapalovací soustavy. Pro exaktní popis těchto vlivů by však bylo potřeba analyzovat výsledky experimentů na větším počtu konstrukčně různých vozidlových zážehových motorů. Takto rozšířený model hoření by pravděpodobně ztratil výhodu v relativní jednoduchosti, proto je na zvážení, zda by takové rozšíření bylo účelné.

Využití výsledků habilitační práce pro výuku je vzhledem k technické složitosti jednotlivých řešených úloh v práci podmíněno teoretickými znalostmi z technické termodynamiky a aplikované matematiky. V plném rozsahu lze využít výsledků habilitační práce v doktorském studiu pro návrh, realizaci a vyhodnocení experimentů při komplexním výzkumu složitějších problémů týkajících se hoření směsi ve válci zážehového motoru. V magisterském studiu jsou výsledky habilitační práce využitelné pouze z části, např. v partiích týkajících se složení náplně válce, nebo jako podpůrné materiály k vysvětlení základních fyzikálně-chemických procesů v průběhu hoření. Habilitační práce obsahuje i možná témata k zadání diplomových prací a některé úlohy v habilitační práci by mohly pokračovat i jako disertační práce.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ALBERT, B. P., GHANDHI, J. B.: Residual Gas Measurements in a Utility Engine, SAE Technical Paper 2004-32-0029, 2004
- [2] ALGER, T., WOOLDRIDGE, S.: Measurement and Analysis of the Residual Gas Fraction in an SI Engine with Variable Valve Timing, SAE Technical Paper 2004-01-1356, 2004
- [3] AMER, A. A., ZHONG, L.: A Semi-Empirical Model for Fast Residual Gas Fraction Estimation in Gasoline Engines, SAE Technical Paper 2006-01-3236, 2006
- [4] Anemometrický tester JAROŠ, návod k obsluze AT1-CZ, Brno 2010
- [5] AVL CalcGraf Graphical Formula Editor, User's Guide, AVL, 2011
- [6] AVL CONCERTO, Exploration Guide, ver.4.4, AVL, 2011
- [7] AVL GCA Gas Exchange and Combustion Analysis, User's Guide, ver.4.5, AVL, 2011
- [8] BARGENDE, M.: Berechnung und Analyse Innermotorischer Vorgänge bei Verbrennungsmotoren, Vorlesung, Universität Stuttgart 2002
- [9] BERETTA, G. P., RASHIDI, M., KECK, J. C.: Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines, Combustion and Flame, str. 217 - 245, Elsevier 1983
- [10] BERNER, H. J.: Ausgewählte Aspekte der Entwicklung aufgeladener Pkw-Erdgasmotoren – Strategien und Werkzeuge, 5. Management Circle Fachkonferenz, Frankfurt 2007
- [11] BEROUN, S., Plynový zážehový přeplňovaný motor na LPG s nízkými výfukovými emisemi, Habilitační práce, TU Liberec, 1995
- [12] BEROUN, S., PÁV, K.: Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů, TU Liberec 2013, ISBN 978-80-7372-957-8
- [13] BJERKBORN, S.: Development and Validation of a Turbulent Flame Propagation Model, Thesis for Master of Science, Lund University 2011
- [14] BJERKBORN, S., PERLMAN, C., FRÖJD, K., MAUSS, F.: Predictive Flame Propagation Model for Stochastic Reactor Model Based Engine Simulations, 23. ICDERS, Irvine 2011
- [15] BLAŽEK, J.: Výzkum a vývoj komůrkového zážehu pro vozidlový motor, Disertační práce, TU Liberec 2008
- [16] BLIZARD, N. C., KECK, J. C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines, SAE Technical Paper 740191, 1974

- [17] BORGNAKKE, C., PUZINAUSKAS, P., XIAO, Y.: Spark Ignition Engine Simulation Models, University of Michigan 1986
- [18] BRETTSCHEIDER, J.: Extension of the Equation for Calculation of the Air-Fuel Equivalence Ratio, SAE Technical Paper 972 989, 1997
- [19] Cambustion, Brochure, Ultra Fast-Response Gas Analyzers, 500 Series, www.cambustion.com
- [20] CHO, H., LEE, K., LEE, J., YOO, J., MIN, K.: Measurements and Modeling of Residual Gas Fraction in SI Engines, SAE Technical Paper 2001-01-1910, 2001
- [21] COLLINGS, N., COGHLAN, N., HANDS, T.: In-Cylinder Gas Sampling of IC Engines Using Modified GDI Injectors – the CSV, JSAE Paper 20055401, JSAE Annual Congress 2005
- [22] CSALLNER, P.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen, Dissertation, TU München 1981
- [23] ČERNÝ, D.: EA211 1,6l MPI CNG 70kW – Vysokotlaká indikace motoru, Zpráva z měření DC 13/004, ŠKODA Auto, 2013
- [24] ETAS ASCMO 4.5, User's Guide, ETAS GmbH, Stuttgart 2014
- [25] FORD, R., COLLINGS, N.: Measurement of Residual Gas Fraction using a Fast Response NO Sensor, SAE Technical Paper 1999-01-0208, 1999
- [26] FOX, J. W., CHENG, W. K., HEYWOOD, J. B.: A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines, SAE Technical Paper 931025, 1993
- [27] GERSTLE, M.: Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren, Dissertation, Universität Hannover 1999
- [28] GIANSETTI, P., HIGELIN, P.: Residual Gas Fraction Measurement and Estimation in Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper 2007-01-1900, 2007
- [29] GIANSETTI, P., PERRIER, C., HIGELIN, P., CHAMAILLARD, Y., CHARLET, A., COUET, S.: A Model for Residual Gas Fraction in Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper 2002-01-1735, 2002
- [30] GLAGOLEV, N. M: Pracovní pochody spalovacích motorů – Nová metoda výpočtu, Technicko-vědecké nakladatelství, Praha 1952
- [31] GLASSMAN, I., YETTER, R. A.: Combustion, Elsevier 2008, ISBN: 978-0-12-088573-2
- [32] GRILL, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Universität Stuttgart 2006
- [33] GT-Power User's Manual, GT-Suite ver.7.0, Gamma Technologies, 2009

- [34] HADLER, J., LENSCH-FRANZEN, C., GOHL, M., KIRSTEN, K., GUHR, C., KEHRWALD, B., SPICHER, U.: Methoden für die Entwicklung eines RDE-fähigen Antriebs, 36. Wiener Motorensymposium 2015
- [35] HEYWOOD, J. B.: Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill 1988, ISBN 0-07-028637-X
- [36] HOCKEL, K.: Untersuchung zur Laststeuerung beim Ottomotor, Dissertation, TU München 1982
- [37] HVĚZDA, J.: Inverse Form of Multi-Zone Model of Combustion and Heat Transfer Processes in SI Engine, XLI. International Scientific Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines, str. 124 - 133, Liberec 2010, ISBN 978-80-7372-632-4
- [38] HVĚZDA, J.: Zónový model spalování a přestupu tepla v zážehovém motoru, Diplomová práce, ČVUT Praha 2001
- [39] JERZEMBECK, S., PETERS, N., PEPIOT-DESJARDINS, P., PITSH, H.: Laminar Burning Velocities at High Pressure for Primary Reference Fuels and Gasoline: Experimental and Numerical Investigation, Combustion and Flame, str. 292 - 301, Elsevier 2008
- [40] KARAGIORGIS, S., COLLINGS, N., GLOVER, K., COGHLAN, N., PETRIDIS, A.: Residual Gas Fraction Measurement and Estimation on a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Utilizing the Negative Valve Overlap Strategy, SAE Technical Paper 2006-01-3276, 2006
- [41] KOEHLER, U., BARGENDE, M.: A Model for a Fast Prediction of the In-Cylinder Residual Gas Mass, SAE Technical Paper 2004-01-3053, 2004
- [42] KÖHLER, U., BARGENDE, M., SCHWARZ, F., SPICHER, U.: Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren, Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, FVV-Vorhaben Nr. 740, 2003
- [43] LANGE, K.: Verfahren zur Berechnung der Luftzahl aus der Abgaszusammensetzung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 37, 1976
- [44] MACEK, J., SUK, B.: Spalovací motory I, ČVUT, Praha 1996
- [45] MALEČEK, M.: Comparison of Intake Channels from Combustion Point of View EA211 1,5l, Zpráva z měření MM 15/022, ŠKODA Auto, 2015
- [46] MANZ, P. W.: Indizieretechnik an Verbrennungsmotoren, Vorlesung, Technische Universität Braunschweig 2014
- [47] MERKER, G. P., TEICHMANN, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Springer Vieweg, 2014

- [48] MILES, P. C.: Raman Line Imaging for Spatially and Temporally Resolved Mole Fraction Measurements in Internal Combustion Engines, Appl. Opt. 38, str. 1714 - 1732, 1999
- [49] NEUGEBAUER, S.: Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren – experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation, Dissertation, TU München 1996
- [50] OBERT, E. F.: Concepts of Thermodynamics, McGraw-Hill, New York 1960
- [51] ORTIZ-SOTO, E. A., VAVRA, J., BABAJIMOPOULOS, A.: Assessment of Residual Mass Estimation Methods for Cylinder Pressure Heat Release Analysis of HCCI Engines with Negative Valve Overlap, ASME 2011, ICEF2011-60167
- [52] PAENGSAI, M., BEROUN, S.: Determination of Residual Gas Fraction in a Cylinder of Piston SI Engine, MECCA, Vol. 8, No. 2, str. 35 - 40, Praha 2010, ISSN 1214-0821
- [53] PÁV, K.: Abnormal Combustion Cases, XLI. International Scientific Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines, str. 183 - 188, Liberec 2010, ISBN 978-80-7372-632-4
- [54] PÁV, K.: Measurement of Blow-by Gas Composition, XLV. International Scientific Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines, str. 97 - 105, Kostelec nad Černými lesy 2014, ISBN 978-80-7375-801-1
- [55] PÁV, K.: Measurement of Ignition Delay, MECCA, Vol. 8, No. 1, str. 37 - 42, Praha 2010, ISSN 1214-0821
- [56] PÁV, K.: Nové přístupy k měření a vyhodnocování indikátorových diagramů, Disertační práce, TU Liberec 2004
- [57] PÁV, K.: Pressure Sensor Comparison, Prezentace ŠKODA AUTO a.s., Mladá Boleslav 2010
- [58] PÁV, K., Simulace pracovního oběhu 4T, Výpočtový software – Microsoft Excel, 2015
- [59] PÁV, K.: Složení výfukových plynů zážehových motorů, Sborník přednášek mezinárodní konference Motor-Sympo, str. 199 - 206, Vydalo ČVUT v Praze, ÚVMV s.r.o., Výzkumné centrum Josefa Božka, Brno 2001, ISBN 80-01-02382-6
- [60] PÁV, K.: Určení stavu náplně válce na začátku kompresního zdvihu, Sborník přednášek mezinárodní konference KOKA, str. 123 - 128, Vydala Žilinská univerzita - KKVMZ, Žilina 2000, ISBN 80-7100-736-6
- [61] PÁV, K., Vlastnosti náplně válce, Výpočtový software – NI LabVIEW, 2015

- [62] PÁV, K., RYCHTÁŘ, V., VOREL, V.: Heat Balance in Modern Automotive Engines, MECCA, Vol. 10, No. 2, str. 6 - 13, Praha 2012, ISSN 1214-0821
- [63] PISCHINGER, R.: Engine Indicating, User Handbook, AVL Graz 2002
- [64] REIN, K. D., SANDERS, S. T., LOWRY, S. R., JIANG, E. Y., WORKMAN, J. J.: In-cylinder Fouriertransform Infrared Spectroscopy, Meas. Sci. Technol. 19, 043001, 2008
- [65] RIVAS, M., HIGELIN, P., CAILLOT, C., SENAME, O., WITRANT, E., TALON, V.: Validation and Application of a New 0D Flame/Wall Interaction Sub Model for SI Engines, SAE Technical Paper 2011-01-1893, 2011
- [66] ROTHAMER, D. A., SNYDER, J. A., HANSON, R. K., STEEPER, R. R.: Optimization of a Tracer-Based PLIF Diagnostic for Simultaneous Imaging of EGR and Temperature in IC Engines, Appl. Phys. B 99, str. 371 - 384, 2009
- [67] SCHOLZ, C.: Variabilita spalovacího procesu zážehových pístových motorů, Disertační práce, TU Liberec 1998
- [68] SCHWARZ, F., SPICHER, U.: Determination of Residual Gas Fraction in IC Engines, SAE Technical Paper 2003-01-3148, 2003
- [69] SENECA, P. K., XIN, J., REITZ, R. D., Predictions of Residual Gas Fraction in IC Engines, SAE Technical Paper 962052, 1996
- [70] SIMONS, W.: Gleichung zur Bestimmung der Luftzahl bei Ottomotoren, MTZ Motortechnische Zeitschrift 46, 1985
- [71] SINNAMON, J. F., SELLNAU, M. C.: A New Technique for Residual Gas Estimation and Modeling in Engines, SAE Technical Paper 2008-01-0093, 2008
- [72] SPINDT, R. S.: Air Fuel Ratios from Exhaust Gas Analysis, SAE Technical Paper 650 507, 1965
- [73] ŠKAROHLÍD, M.: Modelování vlivu složení paliva na vlastnosti plynového zážehového motoru, Disertační práce, ČVUT Praha 2013
- [74] TABACZYNSKI, R. J., FERGUSON, C. R., RADHAKRISHNAN, K.: A Turbulent Entrainment Model for Spark Ignition Engine Combustion, SAE Technical Paper 770647, 1977
- [75] TALLIO, K. V., COLELLA, P.: A Multi-Fluid CFD Turbulent Entrainment Combustion Model: Formulation and One-Dimensional Results, SAE Technical Paper 972880, 1997
- [76] THEISSEN, M.: Untersuchung zum Restgaseinfluss auf den Teillastbetrieb des Ottomotors, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum 1989
- [77] THÖNE, H. J.: Untersuchung von Einflussgrößen auf das Klopfen von Ottomotoren unter besonderer Berücksichtigung der internen Abgasrückführung, Dissertation, RWTH Aachen, 1994

- [78] VÁVRA, J.: Direct Measurement of In-cylinder Charge Composition, MECCA, Vol. 7, No. 2, str. 28 - 32, Praha 2009, ISSN 1214-0821
- [79] VÁVRA, J.: Přímé měření složení náplně válce, XL. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines – KOKA 2009, Nitra 2009
- [80] VÁVRA, J., TAKÁTS, M.: Heat Release Regression Model for Gas Fuelled SI Engines, SAE Technical Paper 2004-01-1462, 2004
- [81] VIBE, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, Verl. Technik, Berlin 1970
- [82] WITT, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten, Dissertation, Technische Universität Graz 1999
- [83] WITZEL, O.: In-situ-Laserabsorptionsspektroskopie zur μ s-schnellen Bestimmung von Spezieskonzentrationen und Temperaturen in Verbrennungsmotoren, Dissertation, Technische Universität Darmstadt 2014
- [84] YAMADA, T., ILIOUE, T., YOSHIMATSU, A., HIRAMATSU, T., KONISHI, M.: In-Cylinder Gas Motion of Multivalve Engine – Three Dimensional Numerical Simulation, SAE Technical Paper 860465, 1986
- [85] YUN, H. J., MIRSKY, W.: Schlieren-Streak Measurements of Instantaneous Exhaust Gas Velocities from a Spark-Ignition Engine, SAE Technical Paper 741015, 1974
- [86] ŽÁK, Z., HVĚZDA, J., EMRICH, M., MACEK, J., ČERVENKA, L.: Utilization of Multi-Zone Model Results in SI Engine Modeling, MECCA, Vol. 10, No. 2, str. 23 - 30, Praha 2012, ISSN 1214-0821

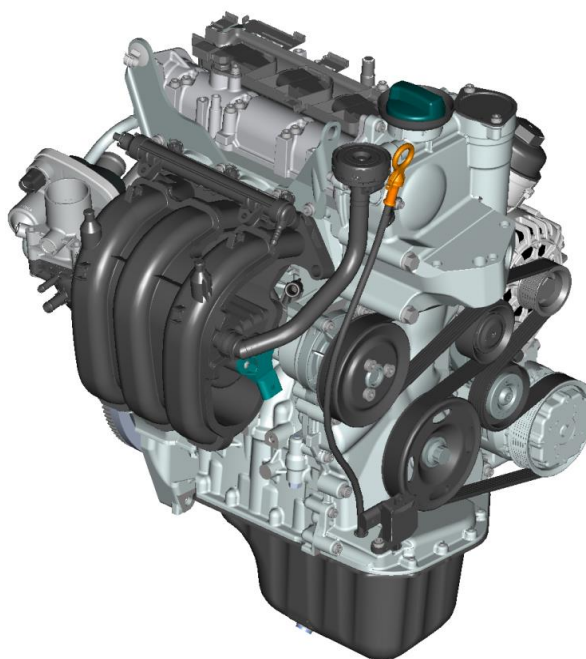
SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Testovaný motor 1,2l EA111.03E
- P2 Specifikace zařízení pro indikaci motoru
- P3 Specifikace měřící techniky
- P4 Uspořádání měřících a ovládacích zařízení na brzdovém stanovišti s uvedením typů komunikačních signálů
- P5 Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu
- P6 Elektronické zařízení pro řízení elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu z válce motoru
- P7 Porovnání průběhů změřené a modelované jednotkové rychlosti hoření
- P8 Měření průtokových a vírových vlastností kanálů
- P9 Proudové pole ve válci motoru 1,2l EA111.03E
- P10 Proudové pole ve válci motoru s různými Tumble kanály
- P11 Spalovací prostor čtyřventilové a dvouventilové verze hlavy válců tříválcového motoru 1,2l

Elektronické přílohy:

- Habilitační práce
- Simulace pracovního oběhu 4T, výpočtový software – Microsoft Excel [58]
- Vlastnosti náplně válce, výpočtový software – NI LabVIEW ver.10 [61]
- Regrese průtahu zážehu, výpočtový software – NI LabVIEW ver.10
- Regrese průběhu hoření, výpočtový software – NI LabVIEW ver.10

Testovaný motor 1,2l EA111.03E

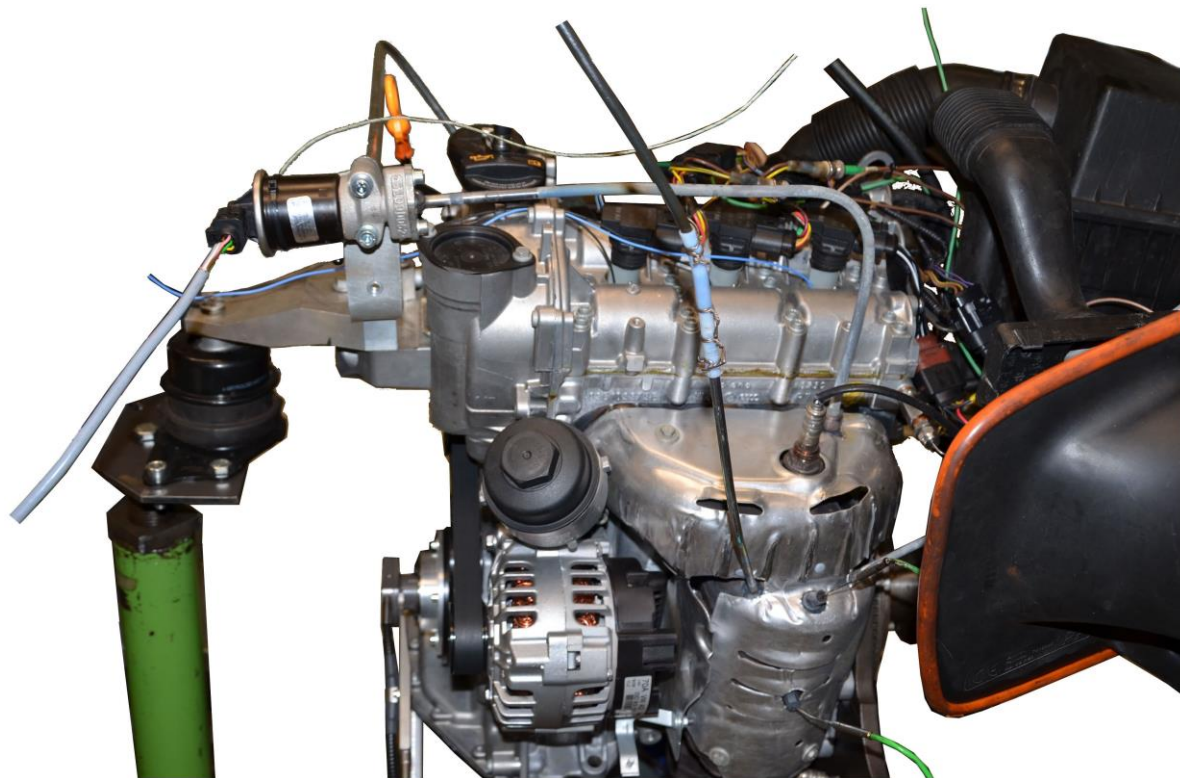


Vnější otáčková charakteristika motoru:

Korigované výkonové parametry dle normy ISO 1585



Testovaný motor 1,2l EA111.03E

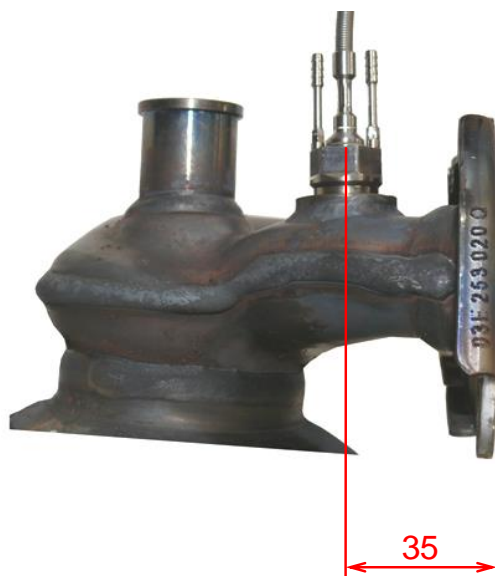


Specifikace zařízení pro indikaci motoru

<i>Poloha snímače tlaku</i>	Spalovací prostor – 1.válec	Spalovací prostor – 2.válec	Spalovací prostor – 2.válec	Sání – 3.válec	Výfuk – 3.válec
<i>Snímač tlaku</i>	Kistler 6117BFD47S00 SN 1886017	Kistler 6117BFD47 SN 1888579	AVL GH13Z-24 SN 100008	Kistler 4007BA5FS SN 4370513	Kistler 4049A5SP22 SN 1808120 SN 1816667
<i>Popis snímače</i>	Nechlazený piezoelektrický, integrovaný do zapalovací svíčky	Nechlazený piezoelektrický, integrovaný do zapalovací svíčky	Nechlazený piezoelektrický, integrovaný do zapalovací svíčky	Nechlazený piezorezistivní snímač absolutního tlaku	Vodou chlazený piezorezistivní snímač absolutního tlaku
<i>Rozsah</i>	200 bar	200 bar	250 bar	0÷5 bar Abs	0÷5 bar Abs
<i>Citlivost</i>	-16,45 pC/bar	-15,3 pC/bar	-15,34 pC/bar	10,106 mV/bar	1998 mV/bar 2004 mV/bar
<i>Low-pass filtr</i>	50 kHz	50 kHz	50 kHz	30 kHz	30 kHz
<i>Zesilovač</i>	AVL 4P3G SN 330	AVL 4P3G SN 330	AVL 4P3G SN 330	Kistler 4665Y51 SN 1877361	Kistler 4665Y51 SN 1877361
<i>Vzorkování</i>	0,5°KH	0,5°KH	0,5°KH	1°KH	1°KH

- Inkrementální snímač polohy klikového hřídele AVL 365C01, SN 5034
- Snímač pro určení horní úvrati COM TDC-System, SN 2021
- Akviziční systém AVL Indimodul Gigabit 622, SN 62200609 se softwarem IndiCom ver.2.4

Poloha snímačů tlaku ve výfukovém a sacím potrubí:



Specifikace zařízení pro indikaci motoru

Measuring Spark Plug with Integrated Cylinder Pressure Sensor, Type 6117B...



Technical Data

Range	bar	0 ... 200
Calibrated partial range	bar	0 ... 50
Overload	bar	250
Sensitivity at 200 °C	pC/bar	≈-15
Natural frequency	kHz	≈130
Spark Plug with integrated sensor		
Linearity	% FSO	≤±0,6
Acceleration sensitivity		
Axial	bar/g	<0,005
Radial	bar/g	<0,005
Operating temperature range	°C	≤350
Sensitivity shift		
200 ±50 °C	%	<±1,5
Thermal shock		
At 1500 min -1,9 bar imep		
Δp (short-time drift)	bar	<±0,8
Δimep	%	<±4
ΔPmax	%	<±2
Insulation resistance of sensor		
At 20°	Ω	>10 ¹³
At 200°	Ω	>10 ¹¹
Insulation resistance of spark plug		
At ambient temperature		
Between central electrode		
and spark plug body at 1000 V	M Ω	>100
Electrical final test of spark plug		
Spark discharge for	7 bar/20 kV	
Break through resistance	kV	<35
Tightening torque of sensor	Nm	1,2 ... 1,3
Tightening torque of spark plug	Nm	20 ... 25
Capacitance for sensor		
with 1 m cable	pF	110
Weight (with protection cartridge)	g	130

Mounting (Fig. 2)

The measuring spark plug is fitted together with the insulating extension and the protection cartridge into the spark plug bore with the special mounting key Type 1300A19. A spark plug bore of only 21 mm diameter is sufficient. In order to protect the spark plug insulator, the protection cartridge as well as the insulating extension remain mounted on the spark plug.

In order to avoid electrical noise, the cable should be connected without extension directly to the charge amplifier with the coupling 1721. Use mounting grease 1067 prior to assembling the insulation extension. This secures a high isolation and ease of removal.

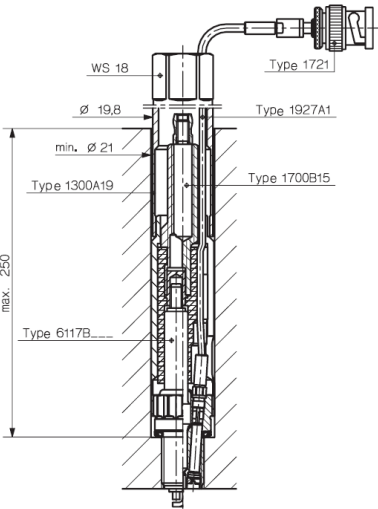


Fig. 2: Mounting of the plug in the spark plug bore

Shape

Bi-Hexagonal	SW 17
Central electrode	Cu/Ni
Electrode gap nominal	refer to technical data
Ground electrode (normal)	Center electrode, if not indicated otherwise

Scope of Delivery with Included Accessories

- Measuring spark plug Type 6117B...
- Protection cartridge Art.no. 3.315.042.
- Incl. insulating extension Type 1700B15
- Coupling 10-32 neg. - BNC pos. 1721



- ❶ Measuring Spark Plug
- ❷ Insulating extension
- ❸ Protection cartridge

000-022e-09.02 (DB03.6117Be)

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

Specifikace zařízení pro indikaci motoru

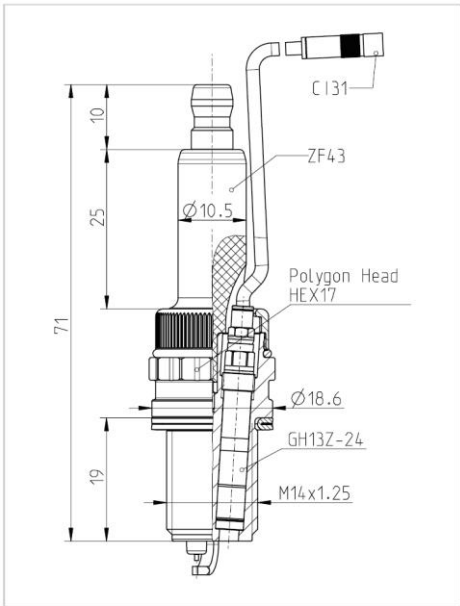
Pressure Sensors // Sensors for Engine Development

GH13Z-24

TIGG0929A.01



The GH13Z-24 is a M5 sensor dedicated for use in combination with the short reach (thread length) versions of ZF43 spark-plug adaptors. The sensor design is based on the construction techniques of M5 sensors and shows similar outstanding measurement performance. The GH13Z-24 is equipped with SID (Sensor Identification) to allow the use of SDM Sensor Data Management. A thermo protection can improve the cyclic drift down to ± 0.3 bar.



Installation with a ZF43 spark-plug adaptor flat seat, thread length 19 mm.

Scope of Supply	
■	Sensor GH13Z-24
■	Protection cap
■	Piezo-input cable C131-1 and 2 spare O-rings
■	Fitted coupling CC31
■	Calibration sheet and documentation

Specifications			
Measuring range	0 ... 250 bar		
Overload	300 bar		
Lifetime	≥	10 ⁸	load cycles
Sensitivity	16 pC/bar		nominal
Linearity	≤ ±	0.3%	FSO
Natural frequency	~	115 kHz	
Acceleration sensitivity	≤	0.001 bar/g	axial
Shock resistance	≥	2000 g	
Insulation resistance	≥	10 ¹³ Ω	at 20 °C
Capacitance	7 pF		
Operating temperature range	-40 ... 400 °C		
Thermal sensitivity change	≤	2%	20 ... 400 °C
	≤ ±	0.5%	250 ± 100 °C
Load change drift	1 mbar/ms		max. gradient
Cyclic temperature drift *	≤ ±	0.5 bar	
Thermo shock error **			
	Δp	≤ ±	0.4 bar
	Δp _{mi}	≤ ±	2%
	Δp _{max}	≤ ±	1%
Mounting bore	Ø 4.3 mm		front sealed
Cable connection	M3x0.35		negative
Weight	2.5 grams		without cable
Mounting torque	1.5 Nm		

*) at 7 bar IMEP and 1300 rpm, diesel
**) at 9 bar IMEP and 1500 rpm, gasoline

Specifikace zařízení pro indikaci motoru

Pressure



High Temperature Pressure Sensor
5 and 20 bar Version for Temperatures up to 200 °C

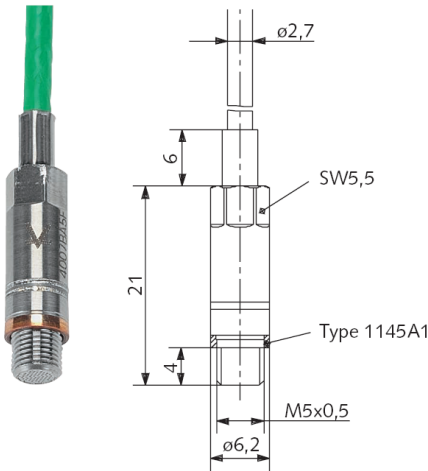
Type 4007B...

Rugged pressure sensor for the measurement of absolute pressures up to 20 bar and where close coupling of the sensor limits the size available for mounting.

- Operating temperature range from -40 to 200 °C
- Compact size (M5x0,5) and low mass
- Low acceleration sensitivity and high natural frequency
- Suitable for harsh environment
- Low thermal error due to digital temperature compensation

Description

The piezoresistive pressure sensor Type 4007B... is a small rugged high accuracy sensor capable of continuous high temperature operation up to 200 °C. Available in absolute pressure ranges up to 20 bar and designed for use in many varied applications but in particular where both the ambient and process temperatures are expected to be greater than 125 °C. The Type 4007B... utilizes a fully active four arm Wheatstone bridge to generate an electrical signal which is proportional to the applied pressure. The resistors making up the Wheatstone bridge are implanted into a micro-machined silicon diaphragm which is formed using Silicon on Insulator (SOI) technology. This approach, coupled with Kistler's DCE method of sensor construction, allows the 4007B... to be exposed to media temperatures in excess of 180 °C while minimizing hysteresis and repeatability errors. Further performance improvements are made using digital characterization techniques whereby, the effects of zero offset and sensitivity changes due to temperature can be reduced without sacrificing signal bandwidth.



Application

The small size and excellent dynamic response of the Type 4007B... allows for high quality pressure measurements to be made in locations where other sensors may not fit. The measurement of high temperature gas pressure in gas turbines, powertrain development or environmental testing is well suited to this sensor.

Technical Data

Type 4007B..., General

Measuring range	bar	0 ... 5	0 ... 20
Overload	bar	15	30
Power supply	mA*	1	
Output signal (FSO@1mA)	mV**	60 (nominal)	
Hysteresis	%FSO	<0,2	
Linearity***	±%FSO	<0,2	
Min./max. temperature	°C	-40 ... 200	
Natural frequency	kHz	>100	
Acceleration sensitivity	mbar/g	<0,1	
Internal dead volume	mm³	40	
Clamping torque	N·m	1,5 ... 2,5	
Media compatibility		Liquids and gases compatible with parylene and 17-4 PH stainless steel	
Weight (connector inclusive)	g	50	

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

©2009, Kistler Group, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Switzerland
Tel. +41 52 224 11 11, Fax +41 52 224 14 14, info@kistler.com, www.kistler.com

4007B_000-614e-09_09

Specifikace zařízení pro indikaci motoru

Pressure



Water Cooled Absolute Pressure Sensor Type 4049A...
High Temperature Gas Pressure Measurement

Patent pending

The water cooled piezoresistive absolute pressure sensor Type 4049A... is a small, rugged sensor suitable for exposure to hot gaseous media. It is particularly well suited for exhaust pressure measurement in internal combustion engines.

- Rugged design for exhaust pressure measurement for temperatures in excess of 1 100 °C
- Compact size
- Digital temperature compensation
- Media separated measuring element

Description

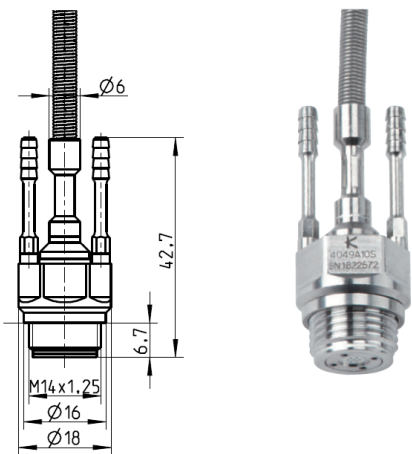
The piezoresistive pressure sensor Type 4049A... with integrated water cooling is capable of continuous high temperature operation. Available in absolute pressure range 0 ... 5 and 0 ... 10 bar it is designed for use in varied applications but specifically for exhaust pressure measurement without the use of additional water cooled adapters.

Sensor Type 4049A... utilizes a Wheatstone bridge implanted in a silicon measuring element to generate an electrical signal which is proportional to the applied pressure. The measuring element is situated behind a thin steel isolation diaphragm and an oil fill providing excellent media compatibility. This core element is placed within a cooling jacket whereby the internal temperature can be suitably managed and is somewhat independent of the applied hot gases. This approach allows the sensor to be exposed to gas temperatures in excess of 1 100 °C. Due to the constant water cooling and stable temperature, thermal effects are minimized therefore improving overall accuracy. Further performance improvements are made using analog and digital characterization techniques whereby, the effects of zero and sensitivity changes due to temperature can be further reduced without sacrificing signal bandwidth.

Application

The sensor can be used wherever the pressure of high temperature gaseous media has to be measured and limitations are set by conventional uncooled sensors. Applications such as:

- Exhaust manifold pressure
- Turbine pressure measurement (e.g. exhaust turbo charger)
- Measurement in combustion systems



Technical Data

Type 4049A..., General			
Measuring range	bar	0 ... 5	0 ... 10
Overload	bar	15	25
Excitation	mA	1 ... 5	
Output signal (FSO@1mA)	mV	100 (nominal)	
Linearity at T _{ref} (BSL)	%FSO	≤±0,1	
Reference temperature (T _{ref})	°C	60	
Sensor temperature, min./max.	°C	0/120	
Natural frequency	kHz	>60	
Required flow cooling fluid	l/min	≥0,3	
Sensor mounting torque	N·m	20	
Screen mounting torque	N·m	3	
Weight			
(without connector and cable)	g	30	

4049A_000-727e-09.10

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

©2009 ... 2010, Kistler Group, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Switzerland
Tel. +41 52 224 11 11, Fax +41 52 224 14 14, info@kistler.com, www.kistler.com
Kistler is a registered trademark of Kistler Holding AG.

Specifikace měřicí techniky

1) Automatizační a měřicí systém

- AVL Puma Open V1.4
- Vířivý dynamometr AVL ALPHA 240 AF, SN 10113
- Průtokoměr paliva AVL Fuel Balance 733S.18, SN 2978
- Blowby Meter AVL 442, SN 1015, clonka 1,5÷70 l/min, SN 642

2) Analýza výfukových plynů, vzorku plynu z válce a z klikové skříně motoru

- Analyzátor HORIBA MEXA 7100-DEGR, SN 85179601L

<i>Složka</i>	<i>Typ analyzátoru</i>	<i>Kalibrační plyn</i>
CO High	NDIR – cold	CO / N ₂ – 4,49 % obj.
CO ₂	NDIR – cold	CO ₂ / N ₂ – 15,0 % obj.
CO Low	NDIR – cold	CO / N ₂ – 1840 ppm obj.
O ₂	MPA – cold	O ₂ / N ₂ – 2,0 % obj.
HC	NDIR – cold	C ₆ H ₁₄ / N ₂ – 453 ppm obj.
THC	FID – hot	C ₃ H ₈ / Synt. vzduch – 1810 ppm obj.
NO _x	CLD – hot	NO / N ₂ – 1810 ppm obj.
CO ₂ – EGR	NDIR – cold	CO ₂ / N ₂ – 3,0 % obj.

Teplota v chladiči (kondenzátoru): $t^* = 5^\circ\text{C}$ (2÷8°C)

Tlak v chladiči (kondenzátoru): $p^* = 120 \text{ kPa}_{\text{Abs}}$

Tlak ve vývěvě pro modul CO₂ – EGR: 10 kPa_{Abs}

Výpočet součinitele přebytku vzduchu λ ve spalínách:

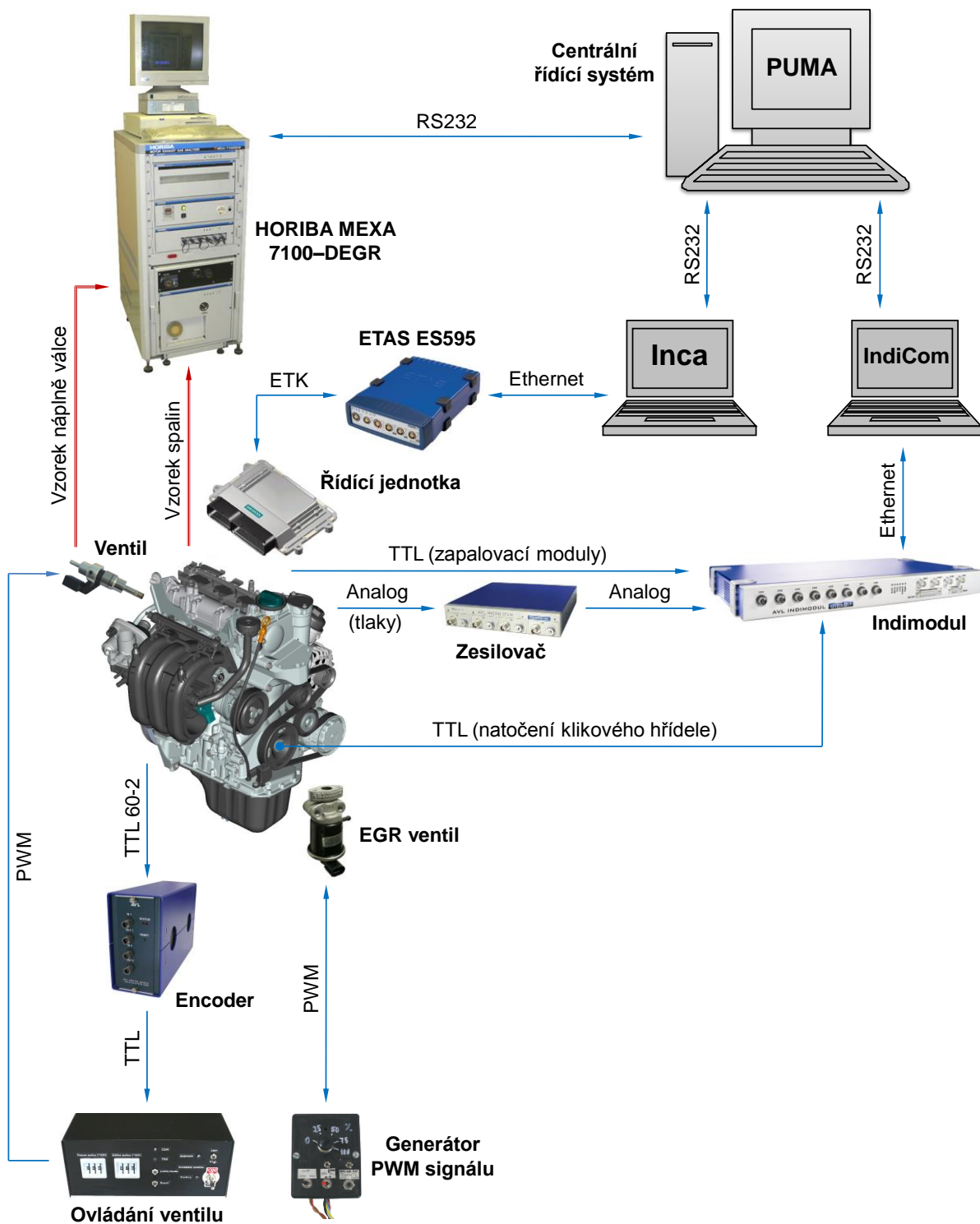
metoda Brettschneider/Spindt s následujícími parametry:

THC – měřeno, NO_x = 1000 ppm, O₂ – měřeno

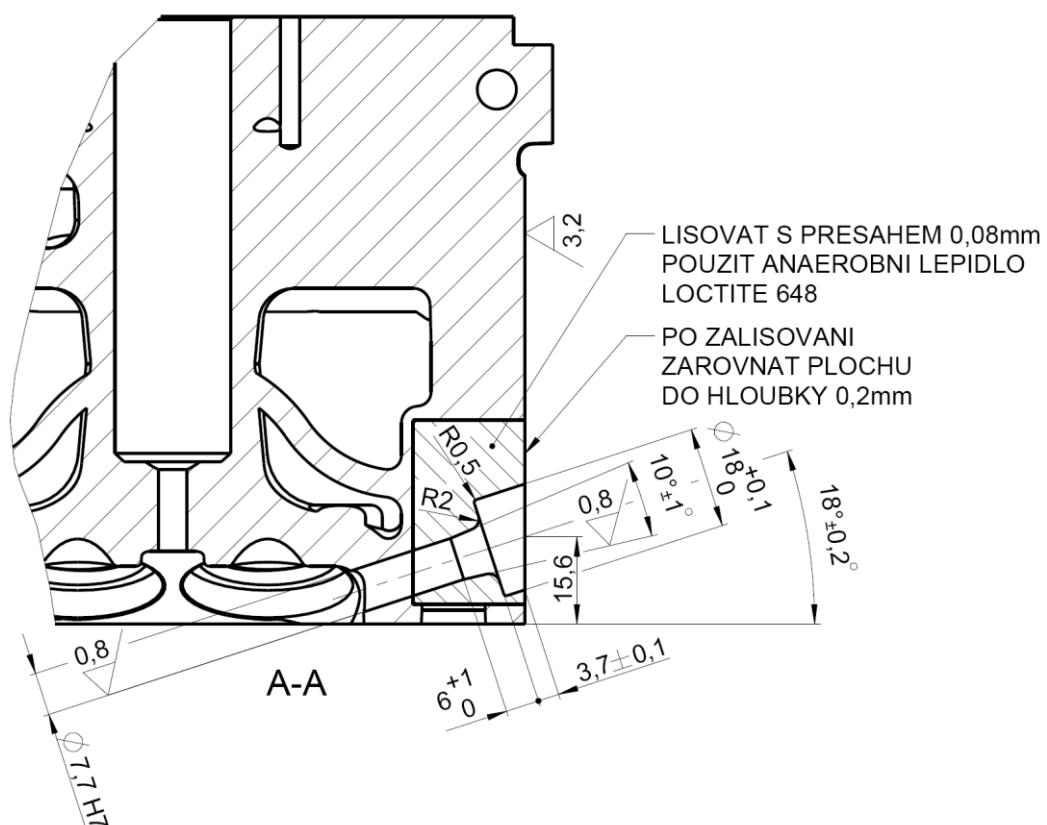
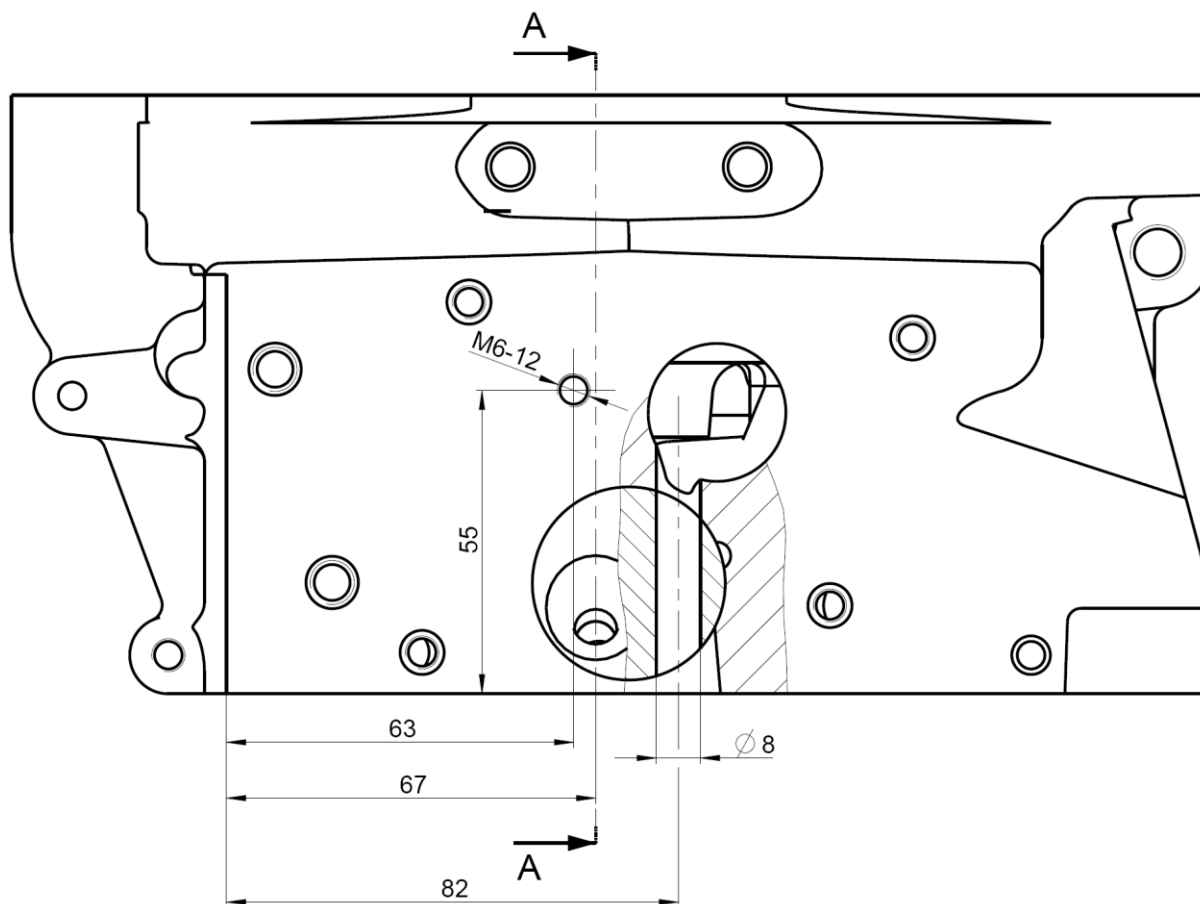
ekvivalent paliva C₁H_{1,8905}O_{0,0155}

rovnovážná konstanta $K = 3,5$

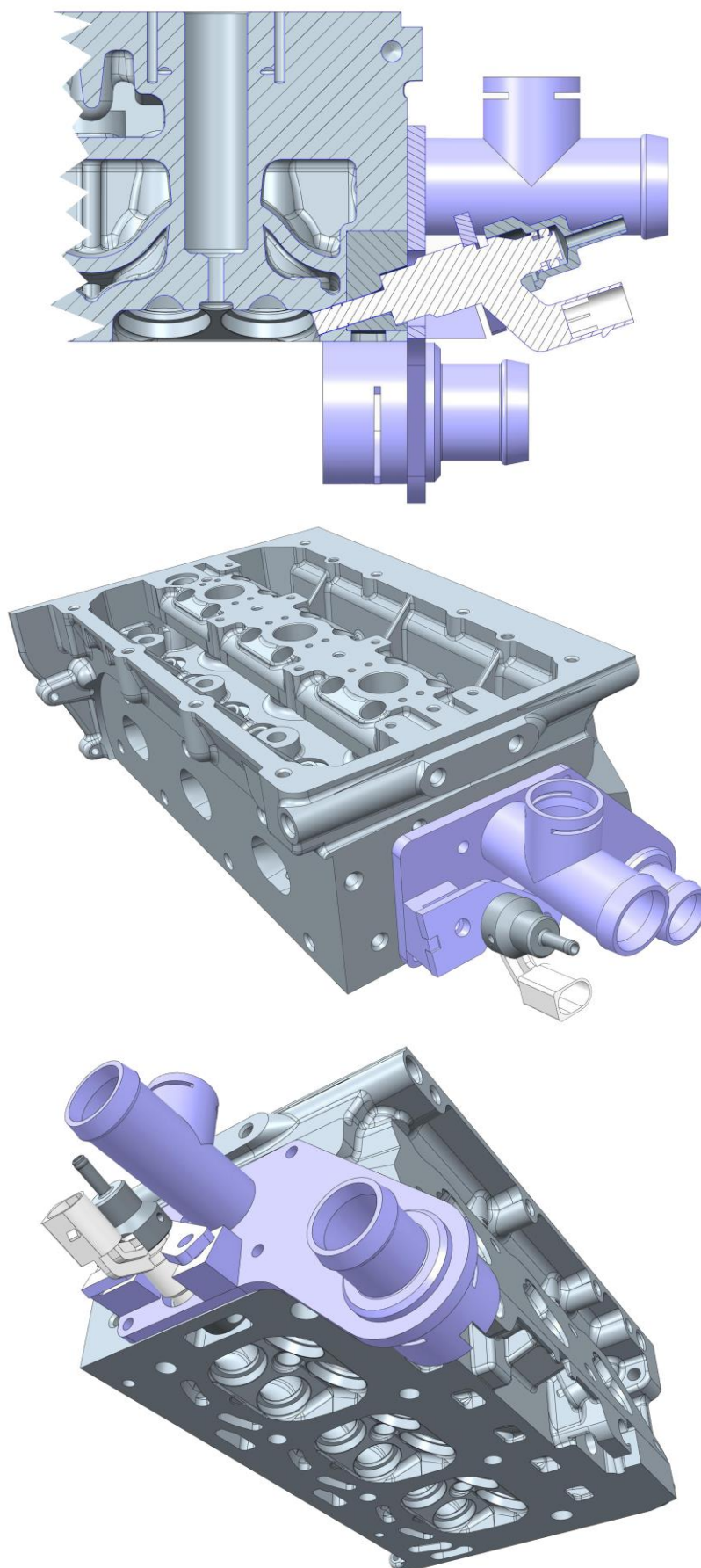
Uspořádání měřících a ovládacích zařízení na brzdovém stanovišti s uvedením typů komunikačních signálů



Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu



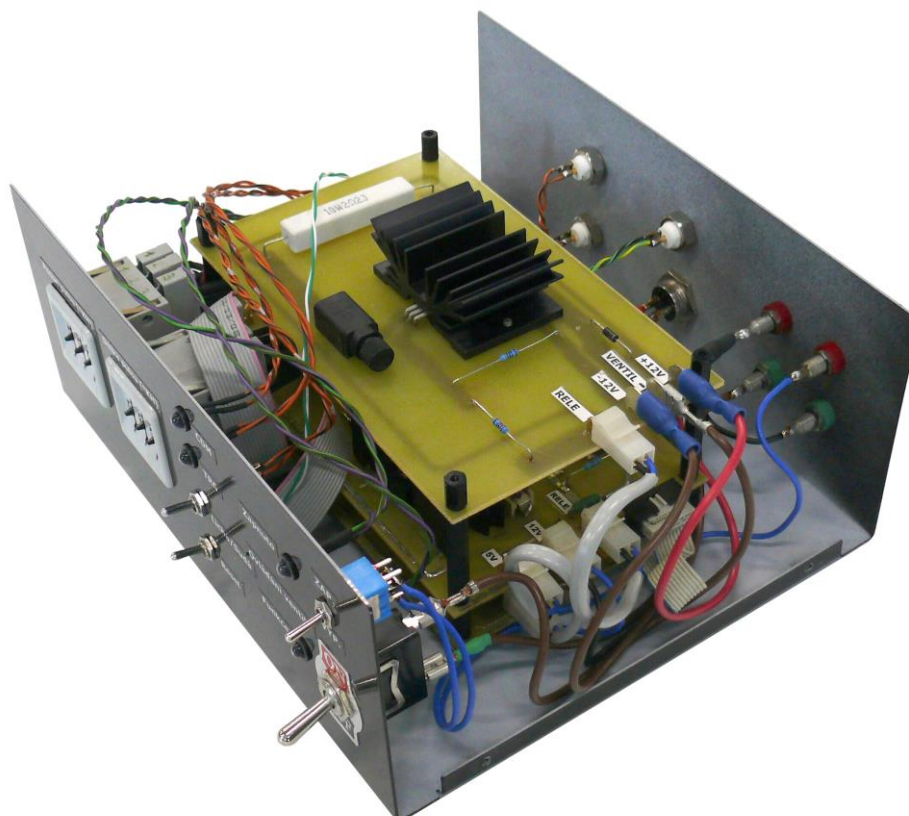
Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu



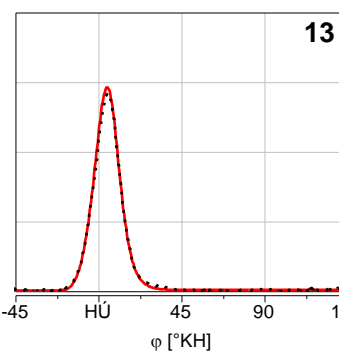
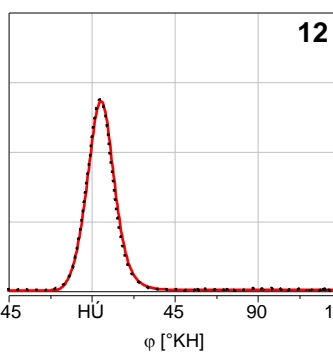
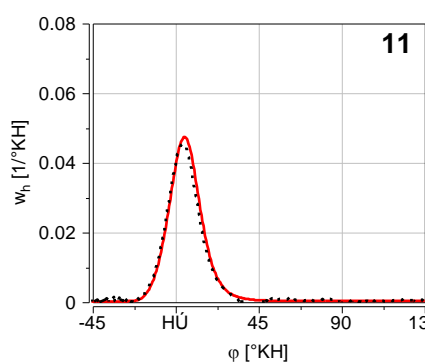
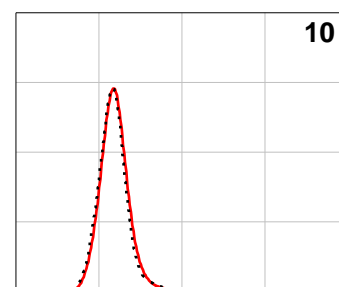
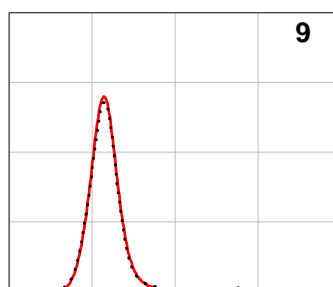
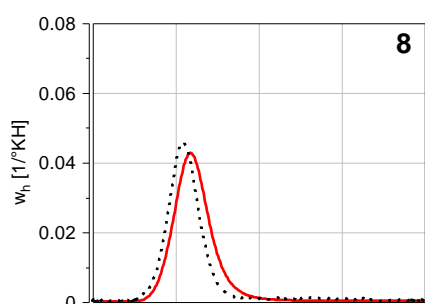
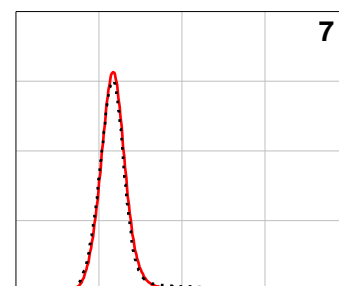
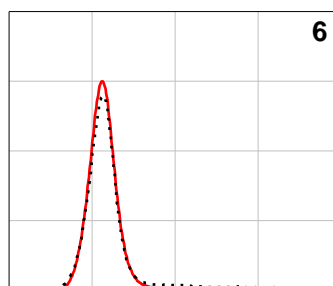
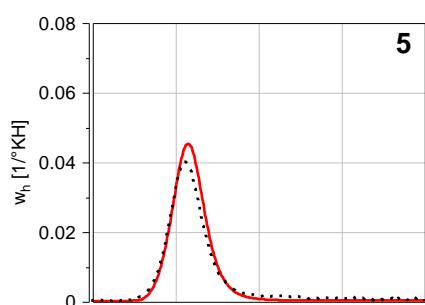
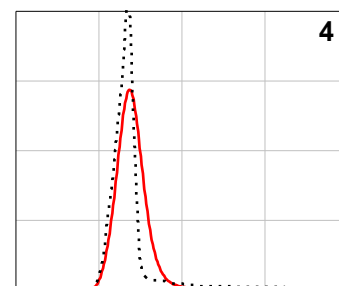
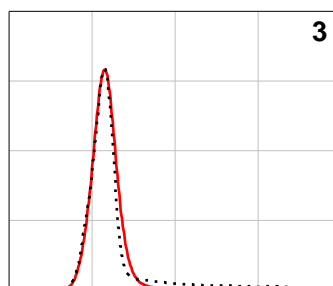
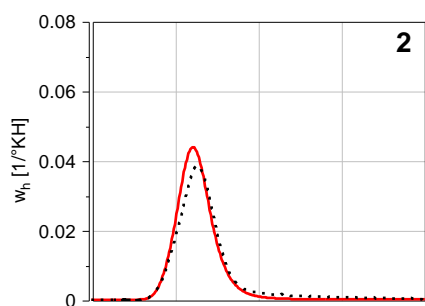
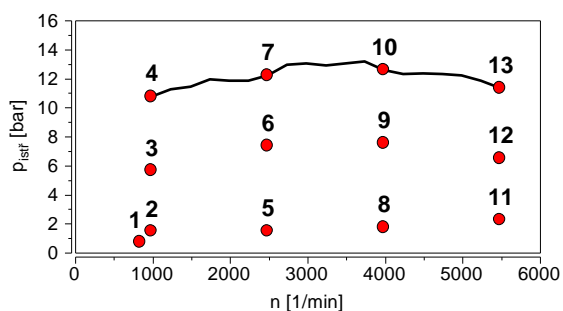
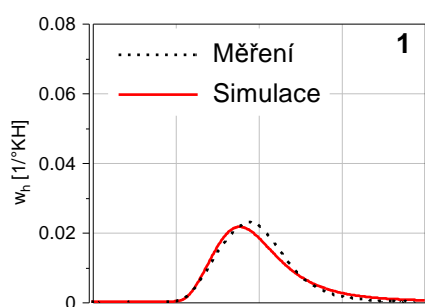
Úprava hlavy válců pro odběr vzorku plynu



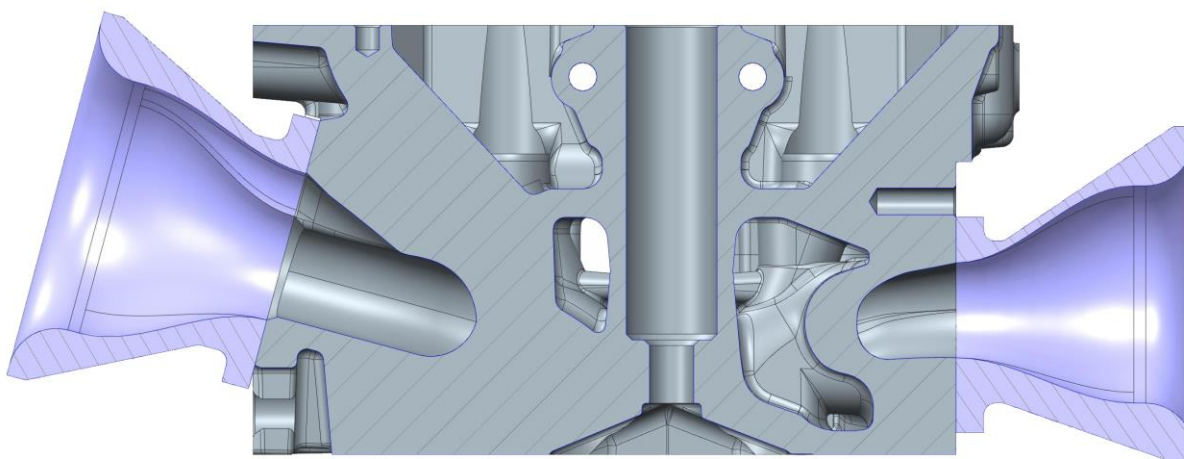
Elektronické zařízení pro řízení elektromagnetického ventilu pro odběr vzorku plynu z válce motoru



Porovnání průběhů změřené a modelované jednotkové rychlosti hoření



Měření průtokových a vírových vlastností kanálů

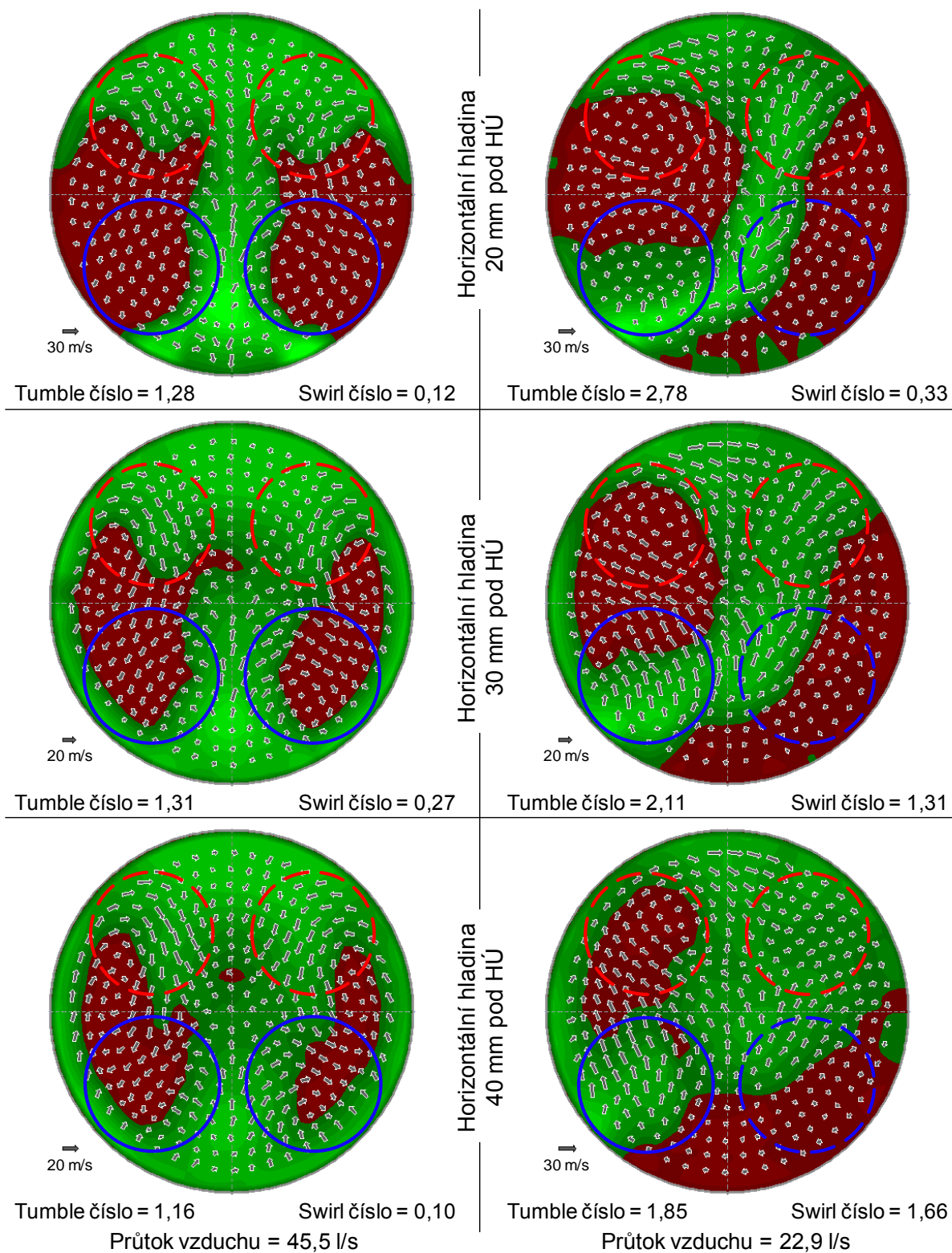


<i>Kanál</i>	<i>Směr proudění</i>	<i>Použití nátrubku</i>
Sací kanál	Dopředný	ano
	Zpětný	ne
Výfukový kanál	Dopředný	ne
	Zpětný	ano

Proudové pole ve válci motoru 1,2l EA111.03E

Základní provedení

Proudění Swirl



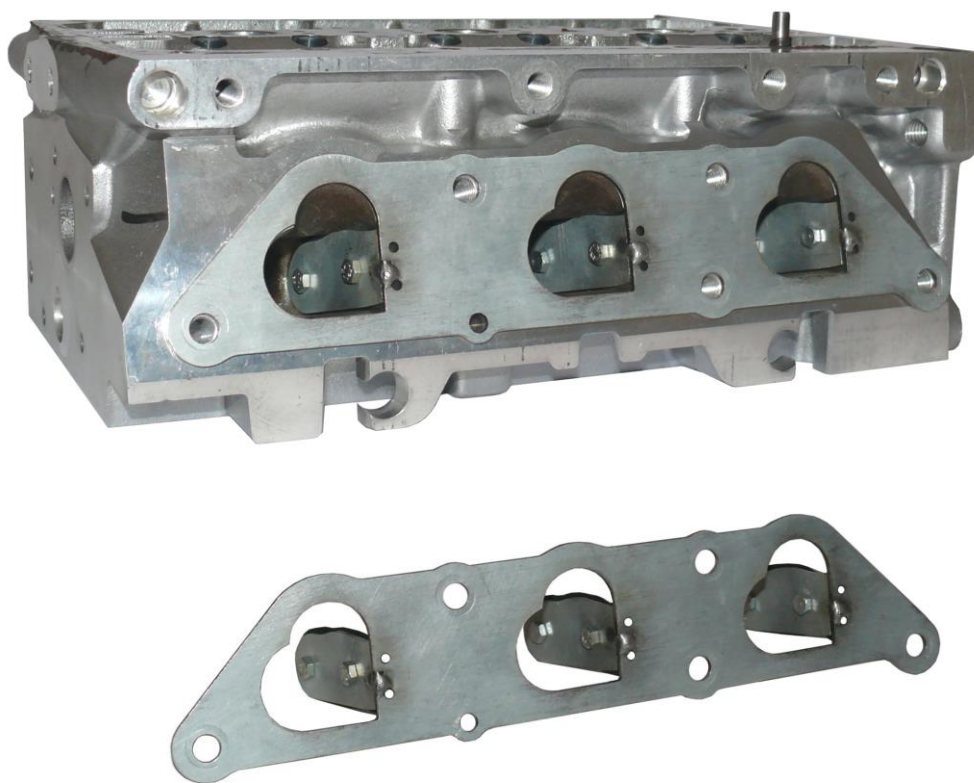
Zdvih sacích ventilů = 8 mm
Tlakový spád = 2000 Pa

Axiální rychlost [m/s]:



Proudové pole ve válci motoru 1,2l EA111.03E

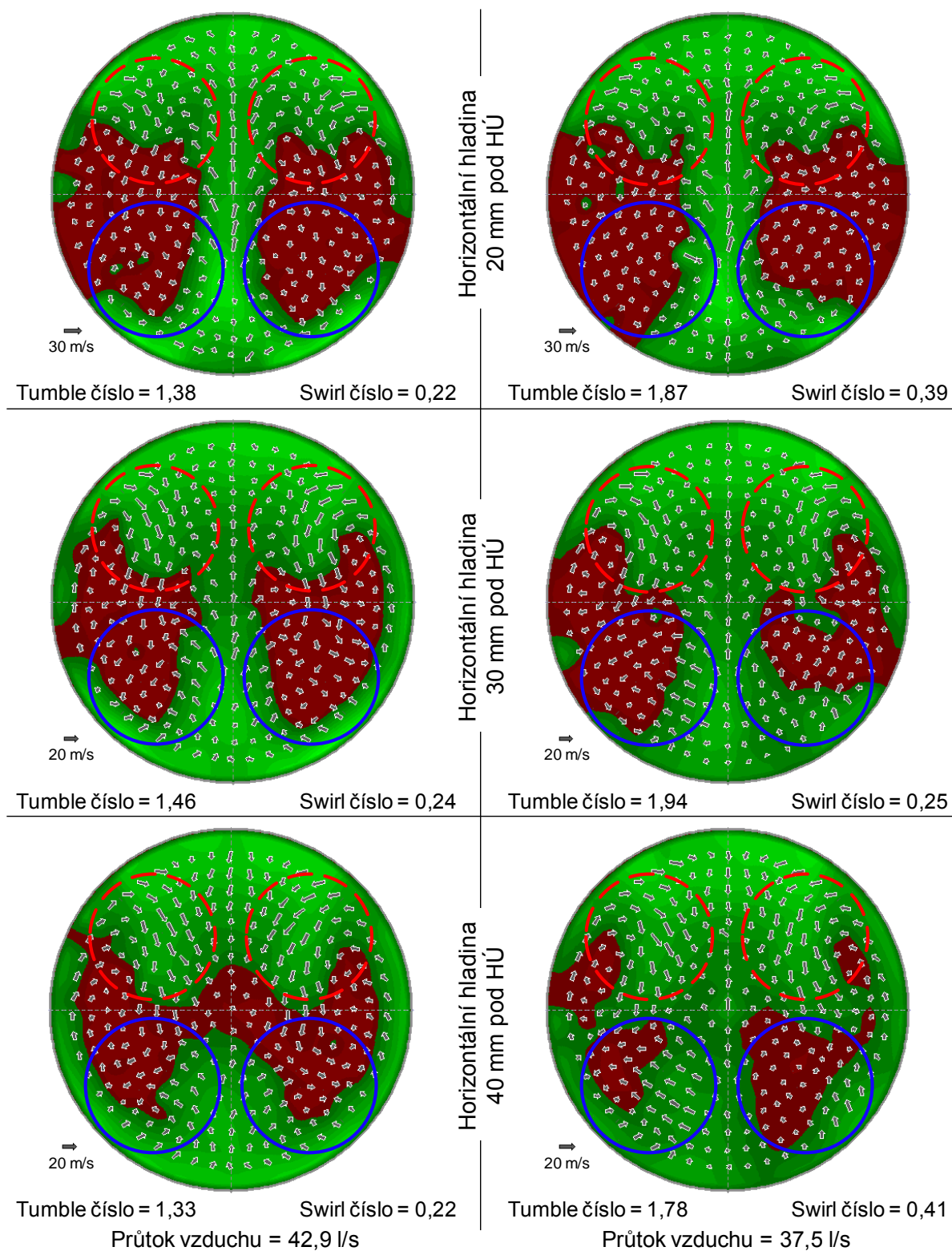
Vložené klapky pro vytvoření vnitřního proudění typu Swirl:



Proudové pole ve válci motoru s různými Tumble kanály

Základní provedení

Proudění Tumble



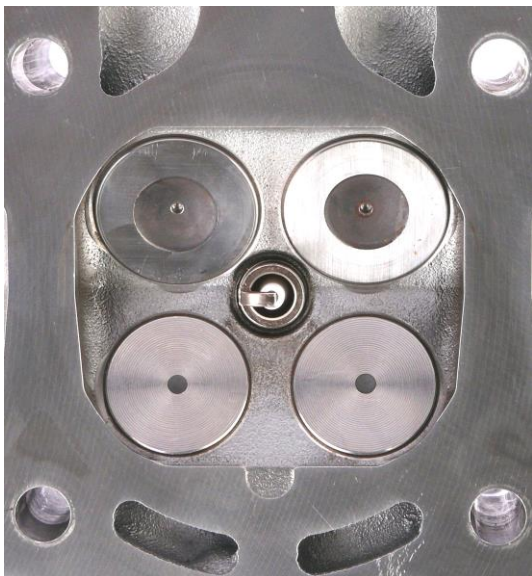
Zdvih sacích ventilů = 8 mm
Tlakový spád = 2000 Pa

Axiální rychlost [m/s]:



Spalovací prostor čtyřventilové a dvouventilové verze hlavy valců tříválcového motoru 1,2l

1) Čtyřventilová hlava válců



2) Dvouventilová hlava válců

